



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

INGENIERÍA SUPERIOR INDUSTRIAL

PROYECTO FIN DE CARRERA

**DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN PARA UN
MOTOR MONOCILÍNDRICO DE MOTOCICLETA**

Autor: Juan Atienza Espejo

Director de proyecto TU Kaiserslautern: Andreas Barrois

Cotutor UCIIM: Rubén Ventas Garzón

Leganés, 2009

I. RESUMEN EN ESPAÑOL

1. INTRODUCCIÓN

El motor de combustión interna juega desde hace más de un siglo el papel principal en el campo de los sistemas de propulsión.

Las consecuencias negativas de la amplia utilización de estos motores, obligan a un desarrollo constante con el fin de disminuir las emisiones contaminantes y el consumo de combustible. La tendencia de los gobiernos a promover automóviles menos contaminantes, así como la crisis automovilística fuerzan a los fabricantes a buscar tecnologías cada vez menos contaminantes.

Una nueva tecnología, de reciente implementación es la regulación de la carga por medio de un sistema de distribución completamente variable.

Gracias a un sistema de distribución completamente variable, desde ahora VVT, por sus siglas en Alemán (Vollvariabler Ventiltrieb), se sustituye la regulación de la cantidad de gas a través de la mariposa por una regulación de la alzada de las válvulas y del tiempo de apertura de las mismas. Los sistemas VVT ponen a disposición la alzada necesaria y el tiempo de apertura necesario para cada punto de trabajo mediante un funcionamiento continuo, es decir, sin escalones. Utilizando esta técnica se consiguen disminuciones drásticas en el trabajo de bombeo a baja y media carga.

A pesar de las ventajas considerables de un sistema VVT en cuanto a consumo, emisiones, par y potencia, su utilización se restringe al sector del automóvil y, aún aquí, no está muy extendido. Como ejemplo se puede decir que no existe ningún fabricante de motocicletas que monte un sistema de regulación de carga sin mariposa.

En este trabajo se construirá, con la ayuda del programa de simulación unidimensional GT-Power, un modelo de un motor de motocicleta monocilíndrico. Para esto, lo primero que habrá que hacer será construir el modelo según las características geométricas del motor situado en el banco de pruebas. Después

habrá que validar los resultados de la simulación y por último habrá que probar el motor en diferentes puntos de trabajo.

Para que el modelo arroje resultados fiables, habrá que modelar el banco de pruebas. Habrá que tener en cuenta las condiciones a la entrada y a la salida del motor, así como las características del motor entero desde el principio de la admisión hasta el final del escape. Por lo tanto es necesario identificar todos los procesos que tienen lugar en un motor real para poder reproducir, de la forma más fiel posible, cada uno de los fenómenos físicos y químicos, que aparecen durante su funcionamiento.

Gracias a un modelo así, se podrá probar un motor y realizar experimentos posteriores sin tener que recurrir al banco de pruebas, con el consiguiente ahorro de tiempo y dinero. El fin ulterior del modelo es su aplicación al mismo motor utilizado en el banco de pruebas, al que se le añadirá un sistema VVT.

2. ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se ofrece una breve introducción teórica al motor de combustión interna y a su aplicación, se introduce el término “distribución variable” y se explican los factores que afectan a una simulación de un motor de combustión interna.

2.1. Motor de combustión interna

Pasando directamente a una clasificación de motores entre motores de dos tiempos y de cuatro tiempos, merece la pena, en el entorno de este trabajo, explicar el funcionamiento de un motor de cuatro tiempos de gasolina. Su funcionamiento se puede esquematizar explicando cada uno de los cuatro tiempos que forman un ciclo:

Primer tiempo: Admisión. El pistón baja y se introduce en el cilindro, a través de las válvulas de admisión, aire o una mezcla de aire y gasolina, según el motor.

Segundo tiempo: Compresión. El pistón sube con las válvulas cerradas y el contenido del cilindro se comprime.

Tercer tiempo: Expansión. Tras la compresión, la bujía enciende la mezcla inflamable del interior del cilindro, y la explosión empuja el cilindro hacia abajo. Así se obtiene el trabajo en el cigüeñal.

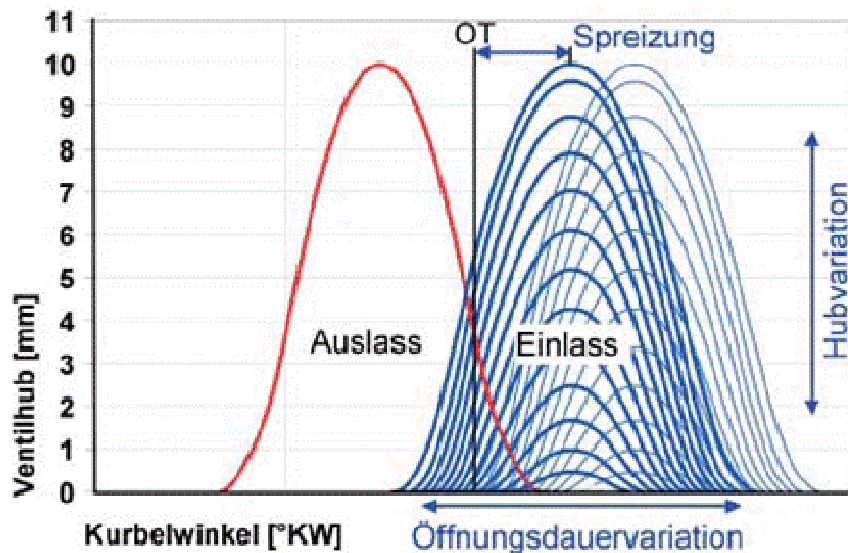
Cuarto tiempo: Escape. Cuando el pistón vuelve a subir con las válvulas de escape abiertas, los gases de la combustión son expulsados hacia fuera.

Como ya se ha dicho, el uso del motor de gasolina es muy extenso. Esto obliga a los departamentos de I+D de las empresas automovilísticas a tener el consumo y las emisiones siempre en el punto de mira.

Las dos soluciones con un potencial mayor de disminución de consumo y emisiones son, por un lado la inyección directa de la gasolina en el cilindro frente a la tradicional inyección en el conducto de admisión (el carburador ya está obsoleto), y, por otro lado la regulación de la carga mediante un sistema de distribución variable sustituyendo a la mariposa. Estos sistemas son, por lo tanto, parte importante del futuro del automóvil.

2.2. Distribución variable

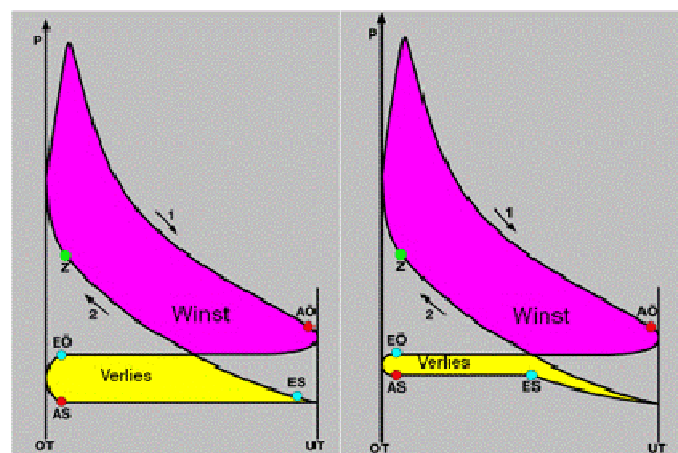
La distribución es el conjunto formado por las válvulas, el/los árboles de levas y la correa o cadena de distribución. Hay que prestar especial atención a la renovación de la carga, proceso mediante el cual se sustituyen los gases de la combustión por una mezcla de aire y gasolina. Esto ocurre en la parte baja del ciclo y consume dos de los cuatro tiempos: en uno el pistón sube y hecha los gases procedentes de la combustión y en otro el pistón baja y absorbe la mezcla nueva. Es aquí donde un sistema de distribución variable ofrece la mayor plusvalía. Utilizando un sistema VVT, se prescinde de la mariposa pues la cantidad de mezcla se regula directamente en las válvulas de entrada, sin más que elegir la curva de apertura de válvula adecuada. Explicado rápidamente: si el punto de trabajo requiere poca cantidad de mezcla, se utilizará una curva que haga que la válvula se abra poco y si requiere mucha cantidad de mezcla, se elegirá una curva que haga que la válvula se abra mucho. En la siguiente figura se pueden ver las diferentes curvas de apertura que posibilita un sistema VVT:



Posibilidades de apertura de las válvulas de admisión

En la figura, aparecen en azul las diferentes posibilidades para las curvas de apertura de las válvulas de admisión.

Se ha comentado que la mayor plusvalía se obtenía en la parte de baja presión del ciclo por la posibilidad de prescindir de la mariposa. Al no utilizar mariposa, las pérdidas de presión durante la admisión son considerablemente menores. Esto redunda en una disminución del trabajo de bombeo como se puede apreciar en la siguiente figura. La consecuencia más directa de esto es una disminución del consumo.



Izquierda: Trabajo de bombeo con mariposa. Derecha: trabajo de bombeo sin mariposa.

2.3. Simulación

Las simulaciones se emplean en la industria fundamentalmente para obtener beneficios en cuanto a tiempos y, por lo tanto, a costes. Lo fundamental es que la simulación de un proceso sea fiable. La idea es, principalmente, tratar de despreciar cuanto menos mejor para reproducir de la manera más fiel posible el verdadero funcionamiento del motor. Para ello habrá que tener en cuenta todos los procesos implicados durante el funcionamiento del motor. En el caso de un motor de gasolina de cuatro tiempos monocilíndrico, habrá que tener en cuenta lo siguiente:

1. Condiciones básicas: Habrá que tener en cuenta a la hora de modelar, las características intrínsecas del banco de pruebas. Presión atmosférica, temperatura atmosférica y humedad son factores a tener en cuenta. Además, la geometría del motor, incluyendo la admisión y el escape juega un papel principal, que habrá que aclarar en primer lugar. No tiene sentido profundizar en un modelo de transferencia de calor muy complejo y fiable, si la cilindrada introducida en el modelo no se corresponde con la real. Por ejemplo, uno de los fenómenos más importantes a tener en cuenta son las ondas de choque que se generan tanto en el canal de admisión como en el de escape. Éstas se ven drásticamente afectadas por la temperatura y por la longitud de los conductos.

2. Transferencia de calor: Es importante tener en cuenta los fenómenos de transmisión de calor del cilindro al ambiente y del escape al ambiente. Para predecir esta transmisión de calor, se puede recurrir a diferentes modelos. Uno de ellos es el modelo de Woschni.

3. Flow coefficients: Coeficientes de pérdida de presión. Representan la resistencia al paso de gases que ofrece un conducto. Serán de mayor importancia en tanto que existan elementos que dificulten el flujo. Por eso nos centramos en los asientos de válvulas. Como en los dos asientos de válvulas, el flujo de aire es en las dos direcciones, habrá que tener en cuenta estos coeficientes también en las dos direcciones. Para calcular estos valores, se ha recurrido a un banco de pruebas como el que aparece en el capítulo “2.3.2.3. Flow coefficients”.

4. Swirl y Tumble: El Swirl se define como una rotación de la mezcla existente dentro del cilindro, alrededor de un eje paralelo al eje cilindro. El Tumble es también una rotación del gas que hay en el interior del cilindro, pero alrededor de un eje perpendicular al eje del cilindro. Si se tienen en cuenta en la simulación esta será más precisa.

5. Rugosidad: Es una propiedad de la superficie de cada material. Tendrá influencia en el comportamiento del fluido en contacto con esa superficie, afectando a las pérdidas de presión y, sobretodo, a la transferencia de calor de la superficie al gas.

6. Función de combustión: Representa la derivada del aporte de calor con respecto a los grados de giro del cigüeñal y da una idea de la velocidad de la explosión. A raíz de la dificultad que representa el obtener esta función, se recurre en muchas ocasiones a funciones exponenciales parecidas, que sustituyen a la verdadera función de combustión.

7. Rozamiento: El rozamiento justifica la diferencia entre presión media indicada y presión media efectiva. Este rozamiento será diferente para cada punto de trabajo. Para calcularla, se puede recurrir a la fórmula del apartado “2.3.2.8. Reibungsmodell”.

3. MEDIOS PARA LA REALIZACIÓN DEL PROYECTO

3.1. GT-Suite

GT- Suite se compone de varios programas utilizados para el estudio de motores de combustión interna. Los dos programas fundamentalmente utilizados para este proyecto han sido GT-Power y GT-Post. GT-Post es un procesador que obtiene los datos de GT-Power para ofrecer información más fácil de analizar. Es la herramienta que permite obtener gráficos y resultados de la simulación. GT-Power es un programa de simulación unidimensional. GT-Power facilita el estudio de motores, para lo cual habrá que construir un modelo del motor en GT-Power. Para generar un modelo hay que hacer principalmente dos cosas:

Por un lado habrá que definir el Motor uniendo cada uno de los elementos que lo forman. Los elementos pueden ser tubos, pistones, válvulas, cigüeñales o inyectores. Una vez creados los elementos, habrá que definir su geometría y composición para luego unirlos entre sí, según la disposición del motor original.

Por otro lado, habrá que incluir en el modelo la serie de procesos de los que se habla en el apartado “2.3. Simulación” de este resumen.

En el apartado “3.1.1. GT-Power”, se pueden ver imágenes de la interfaz gráfica de GT-Power. En ellas se ven todos los elementos y como están unidos para formar el motor. Además se aprecia como se pueden definir cada una de las partes que lo forman.

3.2. Banco de pruebas

El banco de pruebas lo forman el motor a estudiar y sus agregados. El motor es el de una BMW F-650 GS. Es un motor monocilíndrico de 650 cc fabricado por la marca ROTAX. Las diferencias fundamentales con respecto al motor que se monta originalmente en la motocicleta son tres:

Lo primero es un conducto de admisión más corto que el de serie, así como un filtro de aire que ofrece una resistencia menor. Este tipo de configuración favorece el funcionamiento a altas revoluciones y con carga alta.

La otra diferencia es la utilización de una segunda bujía con un sensor de presión integrado. Para poder introducir esta bujía ha habido que mecanizar un hueco para ella en la culata. Gracias al sensor, se podrá medir la presión en el cilindro en todo momento y obtener gráficas de presión en el cilindro y diagramas pV.

Por último, cabe decir que la mariposa utilizada no es la que se monta de serie, sino una de una motocicleta de la marca Ducati.

El funcionamiento del motor se ha dirigido por medio de un control de apertura de la válvula de mariposa para controlar la carga, y de un freno a la salida del cigüeñal

para controlar las revoluciones del motor. Variando estos dos parámetros se puede variar el punto de trabajo en cada momento.

Como el motor no está montado en el lugar original para el que fue diseñado, se necesitan una serie de agregados que permiten su funcionamiento: Agua de refrigeración; se obtiene de un sistema central que suministra a todo el edificio, gasolina; se aporta gasolina por medio de una báscula refrigerada que permite medir el consumo específico, aire a presión; se necesita fundamentalmente para activar unas válvulas que protegen los sensores de presión, aspiración de humos; un sistema central evacua los humos en todo el edificio.

Otro tema importante en el banco de pruebas es el que incluye los sistemas de medida y análisis. Estos se componen principalmente de sensores, amplificador y un ordenador para interpretar la señal. Hay un sensor de temperatura en el escape y tres sensores de presión; uno está situado en la bujía adicional y mide la presión en el interior del cilindro. Los otros dos están en la admisión y en el escape. Gracias a ellos se pueden representar curvas de presión en función de los grados de giro de cigüeñal. Para poder utilizar los sensores, ha habido que calibrarlos antes. Para que todo esto funcione, un motor debe disponer de un sensor de punto muerto superior. En el motor de serie, este sensor va montado en la culata pero el motor utilizado no disponía de él. Para solucionar esto, se recurrió a aprovechar un sensor acoplado al cigüeñal que mide las revoluciones. Haciendo girar el motor sin arrancar, se puede obtener de la gráfica de presión en el cilindro, el punto muerto superior. Conociendo la posición del sensor de revoluciones en el momento en el que el motor alcanza el punto muerto superior, ya está este punto localizado y el sensor de revoluciones puede hacer de sensor de punto muerto superior.

Los gases de escape también se deben estudiar cuando se estudia un motor. Para ello se disponía de un sistema de medición de gases.

4. EL MODELO

Para la construcción de un modelo, el primer paso es medir físicamente en el motor las características geométricas del mismo. Una vez hecho esto, habrá que

introducirlas en el modelo. Cuando esto ya está hecho, todas esas características geométricas no forman parte de las variables del modelo. Son constantes que no se pueden tocar para la adaptación del modelo a la realidad.

El segundo paso sería la adaptación del modelo en función de los datos recogidos en el banco de pruebas. Hay que intentar que las curvas de presión y los diagramas obtenidos al hacer funcionar el motor de verdad se acercan lo más posible a los diagramas que se obtienen de la simulación. Esto indica que el modelo está bien construido y que es fiable. Este proceso de adaptación implica el estudio de varios de los procesos del apartado “2.3. Simulación” de este resumen. Aunque se varíen valores para estos procesos durante el proceso de adaptación, una vez que se tiene un modelo fiable, estos valores pasan a ser constantes que no se pueden tocar.

El tercer paso obliga a trabajar con las variables. Las variables son aquellos datos, procesos o valores que varían según el punto de trabajo a estudiar. Como ya se ha dicho, se utiliza el grado de apertura de la mariposa y un freno a la salida del cigüeñal para encontrar el punto de trabajo. Pero no sólo esto varía de un punto a otro. Para cada punto habrá que encontrar la función de combustión adecuada, habrá que ver con el sensor de temperatura del escape cuál es la temperatura en el mismo y habrá que calcular las pérdidas por rozamiento. Es necesario conocer estos datos para incluirlos en el modelo pero teniendo en cuenta que cada partida de ellos vale tan solo para un único punto de trabajo.

5. EVALUACIÓN

A modo de ejemplo se ha incluido un punto de trabajo concreto para ilustrar la forma de proceder. Se va a explicar de forma práctica como preparar el modelo para simular el punto de trabajo 3000 rpm / 40% carga.

1. Condiciones de contorno: Lo primero será definir las revoluciones y los grados de apertura de la mariposa. Estos son datos que hay que introducir en GT-Power para que pueda empezar a funcionar. Lo siguiente será introducir las presiones de entrada y de salida, así como la temperatura del escape.

2. Resultados numéricos: Una vez corrido el modelo, se observan los resultados numéricos para ver si coinciden con los obtenidos en el banco de pruebas. Los valores más representativos, que aportan casi toda la información necesaria, son los de presión media efectiva (para comprobar que el punto de carga y el rozamiento están bien implementados), trabajo de bombeo (recordemos que este modelo busca una futura aplicación en un motor con sistema VVT, cuyo principal efecto se aprecia en el trabajo de bombeo) y consumo específico (comprueban al mismo tiempo que la potencia desarrollada por el motor y el consumo de gasolina absoluto concuerdan en el modelo).

3. Comprobación del ángulo de la válvula de mariposa por medio de la presión de admisión: En el modelo de GT-Power es necesario introducir el valor, en grados, de la apertura de la mariposa. La mejor manera de cerciorarse de que esto se ha hecho bien, es comprobando la curva de presión de la admisión. Puesto que la presión de admisión depende fundamentalmente de los grados de apertura de la mariposa, si las curvas de presión de admisión coinciden, entonces el ángulo de apertura introducido en el modelo debe ser muy cercano al real.

4. Curvas de presión: Para acabar de cerciorarse de que todo está bien, hay que observar las curvas de presión en el cilindro y el escape. Como el escape era una gran incógnita (al no poder abrirlo, no se conocía la geometría interior), la geometría del mismo ha sido una de las variables más significativas.

En el apartado “5. Auswertung” se pueden ver gráficas y valores.

6. Conclusión

Hecho esto, se dispone de un modelo fiable para el estudio del motor existente en el banco de pruebas.

Se utilizará este modelo para futuros estudios en el marco de los sistemas VVT.

Se podría mejorar el modelo conociendo la geometría del escape.

II. PROYECTO ORIGINAL

Der TU Kaiserslautern gewidmet, Alter

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit, dass ich zur Anfertigung der vorliegenden Arbeit keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel und keine nicht genannte fremde Hilfe in Anspruch genommen habe. Mir ist bewusst, dass eine falsche Versicherung rechtliche Konsequenzen hat.

INHALTSVERZEICHNIS

1. Einleitung.....	- 17 -
2. Stand der Technik	- 19 -
2.1. Die Verbrennungskraftmaschine	- 19 -
2.1.1. Einführung in die Verbrennungskraftmaschine	- 19 -
2.1.1.1. Viertaktverfahren	- 19 -
2.1.1.2. Zweitaktverfahren	- 20 -
2.1.1.2. Ottomotoren	- 21 -
2.1.1.2. Dieselmotoren	- 21 -
2.1.1.2. Neue Tendenzen	- 22 -
2.1.2. Einsatz und Probleme der Verbrennungskraftmaschine	- 22 -
2.1.2.1. Verbrauch, Emissionen und Gesetz	- 22 -
2.1.2.2. Auswege.....	- 23 -
2.2. Variabler Ventiltrieb	- 23 -
2.2.1. Ventiltrieb und Grundlage des Ladungswechsels	- 23 -
2.2.2. Einfluss von Es, Eö, As, Aö.....	- 24 -
2.2.3. Gasdynamik.....	- 26 -
2.2.4. Vollvariabler Ventiltrieb	- 27 -
2.2.5. Evolution und heutige Einsatz bzw. vorhandene Modelle	- 29 -
2.2.6. UniValve.....	- 32 -
2.2.7. Zukünftige Aussicht.....	- 35 -
2.3. Simulation.....	- 36 -
2.3.1. Was ist eine Simulation.....	- 36 -
2.3.2. Benötigte Kenngröße und Prozesse Beschreibung	- 37 -
2.3.2.1. Größen des Prüfstandsbaus.....	- 37 -
2.3.2.2. Heat Transfer	- 38 -
2.3.2.3. Flow coefficients.....	- 38 -
2.3.2.4. Swirl and Tumble motion	- 40 -
2.3.2.5. Rauigkeit	- 42 -
2.3.2.7. Brennverlauf.....	- 43 -
2.3.2.8. Reibungsmodell.....	- 45 -
3. Das Mittel zur Realisierung der Arbeit	- 47 -
3.1. GT-Suite	- 47 -
3.1.1. GT-Power.....	- 47 -
3.1.1.1. Nützliche Werkzeuge.....	- 51 -

3.1.2. GT-Post.....	- 53 -
3.2. Beschreibung des Prüfstandes.....	- 54 -
3.2.1. Messen am Versuchsmotor.....	- 55 -
3.2.2. Besondere Teile.....	- 56 -
3.2.3. Messtechnik.....	- 56 -
3.2.4. Indizierung und Steuergerät.....	- 59 -
3.2.5. Abgasmessanlage.....	- 61 -
4. Das Modell.....	- 62 -
4.1. Basiskonstruktion.....	- 62 -
4.1.1. Randbedingungen.....	- 62 -
4.1.2. Geometrische Eigenschaften.....	- 64 -
4.1.2.1. Sauganlage.....	- 65 -
4.1.2.2. Ventile, Zylinder und Kurbelgehäuse:.....	- 66 -
4.1.2.3. Abgasanlage:.....	- 67 -
4.1.3. Rauigkeit.....	- 68 -
4.2. Heat Transfer im Zylinder.....	- 68 -
4.3. Flow Coefficients und Swirl number.....	- 69 -
4.4. Heat Transfer außerhalb des Zylinders.....	- 70 -
4.5. Was für jede Last und Drehzahl geändert wird.....	- 70 -
4.5.1. Drehzahl und Drosselklappenwinkel um den Punkt anzupassen.....	- 70 -
4.5.2. Brennfunktion.....	- 71 -
4.4.3. Temperaturen im Abgas.....	- 72 -
4.4.4. Reibung.....	- 72 -
5. Auswertung.....	- 73 -
5.1. 3000 rpm / 40% Last.....	- 73 -
5.1.1. Definition der Randbedingungen.....	- 74 -
5.1.2. Simulationsprozess und Ergebnisse.....	- 75 -
5.1.3. Überprüfung des Drosselklappenwinkels: Einlassdruck.....	- 76 -
5.1.4. Druckkurven.....	- 78 -
5.1.4.1. Abgasdruck.....	- 78 -
5.1.4.2. Zylinderdruck.....	- 80 -
6. Zusammenfassung.....	- 82 -
7. Ausblick.....	- 84 -
8. Referenzen.....	- 85 -
9. Abbildungsverzeichnis.....	- 86 -

1. Einleitung

Schon seit einem Jahrhundert spielt der Ottomotor im Bereich des Antriebssystems die Hauptrolle.

Die Folgen des weiten Einsatzes der Verbrennungskraftmaschinen fordern eine konstante Entwicklung, durch die Schadstoffemission und Kraftstoffverbrauch verringert werden können. Sowohl wegen des Strebens der Regierungen nach umweltfreundlicheren Kraftfahrzeugen, als auch durch die Krise der Automobilindustrie werden Autobauer begünstigt, die in der Lage sind, saubere Motoren herzustellen.

Eine kürzlich eingesetzte Technik, die zu diesem Zweck dient, ist die drosselfreie Laststeuerung durch einen vollvariablen Ventiltrieb.

Durch einen vollvariablen Ventiltrieb, kurz VVT, wird die Drosselung der Gasmenge mittels einer Drosselklappe durch die Einstellung des Ventilhubes und der Ventilöffnungsdauer ersetzt. Ein VVT System, stellt durch einen nichtstufigen Betrieb, nicht nur den für jeden Lastpunkt und jede Drehzahl erforderlichen Hub, sondern auch die passende Öffnungsdauer zur Verfügung. Drastisch wird mittels diesen Systems die Ladungswechselarbeit in der niedrigen bis mittleren Last reduziert.

Obwohl mittels eine durch den Ventilhub gesteuerte Frisladungsmenge sich sowohl Verbrauch- und Schadstoffreduzierung, als auch Drehmoment- und Leistungserhöhung erzielen lassen, wird ein VVT-System nur im Bereich Pkw, und auch dort nur selten implementiert. Es gibt zum Beispiel kein Motorradhersteller, der Maschinen mit einer drosselklappfreien Drosselung in Serie anbietet.

Im Rahmen dieser Arbeit, wird ein Modell eines Motorrad 1-Zylindermotors mit Hilfe des 1-Dimensional Simulationsprogramm GT-Power aufgebaut. Dies erfordert erstens, den Aufbau des Modells nach geomterischen Größen des Prüfstandsaufbaus. Danach müssen die Ergebnisse der Simulation validiert werden

und zum Schluss muss das Modell auf verschiedene Lastpunkte und Drehzahlen geprüft werden.

Um beim Einsatz des Modells wahrheitsgetreue Werte zu erzielen, muss der Prüfstand modelliert werden. (Also die Umgebungsbedingungen an der Ein- und Auslassseite, sowie der gesamte Motorbereich zwischen Anfang des Einlasskanals und dem Ende des Auslasskanals. Es ist deshalb erforderlich, alle Prozesse, die im wirklichen Motor stattfinden zu bestimmen, um die einzelnen physikalischen Phänomene möglichst nah zur Realität zu simulieren.

Mittels eines solchen Modells kann man, ohne die Versuchsanlage zu benötigen, den Motor testen und weitere Versuche durchführen. Das Endziel des Modells ist die spätere Forschung mit demselben Motor aber mit einem Vollvariable Ventiltriebsystem.

2. Stand der Technik

2.1. Die Verbrennungskraftmaschine

2.1.1. Einführung in die Verbrennungskraftmaschine

Für die Arbeitsweise von Kolbenmaschinen ist charakteristisch, dass durch die Bewegung des Verdrängers (Kolbens) ein sich periodisch verändernder Arbeitsraum entsteht. Bei Hubkolbenmaschinen bewegt sich als verdränger ein zylindrischer Kolben in einem Zylinder zwischen zwei Endlagen, den Totpunkten. [1]

2.1.1.1. Viertaktverfahren

Ein Viertaktmotor benötigt für den Kreisprozess vier Takte. Ein Takt ist die Bewegung des Kolbens von einem Stillstand, Totpunkt gennat, zum nächsten Stillstand, was eine halbe Kurbelwellenumdrehung entspricht. Es werden also zwei Kurbelwellenumdrehungen gebraucht um einen Zyklus zu vervollständigen. Das wichtigste Unterschiedsmerkmal einem Zweitaktmotor gegenüber ist, dass der Viertaktmotor Zwei Takte für den Ladungswechsel benötigt während beim Zweitaktmotor Ausschiebe- und Ansaugtakt entfallen.

1. Takt, Ansaugen: Bei dem Ersten Takt saugt der Motor frische Luft bzw. frisches Luft-Kraftstoffgemisch in dem der Kolben von oberen zum unteren Totpunkt bewegt. Dies wird bei geschlossenen Auslassventile und geöffneten Einlassventile gemacht.
2. Takt, Verdichten: Bei geschlossenen Ventilen bewegt sich der Kolben aufwärts und verdichtet das Gemisch das sich im Zylinder befindet.
3. Takt, Arbeiten: Nach der Verdichtung wird das Gemisch gezündet und der Kolben wird in Richtung Kurbelwelle bewegt und verrichtet dabei mechanische Arbeit. Die Zündung des Gemisches vor dem Arbeitstakt erfolgt in Ottomotoren durch eine Zündkerze. In Dieselmotoren der hohe Druck und die hohe Temperatur reichen um das Gemisch zu Zünden.

4. Takt, Ausstoßen: Die Aufwärtsbewegung des Kolbens bei geöffneten Auslassventilen ruft eine Volumenverminderung hervor, wodurch die erzeugte Abgase herausgedrückt werden.

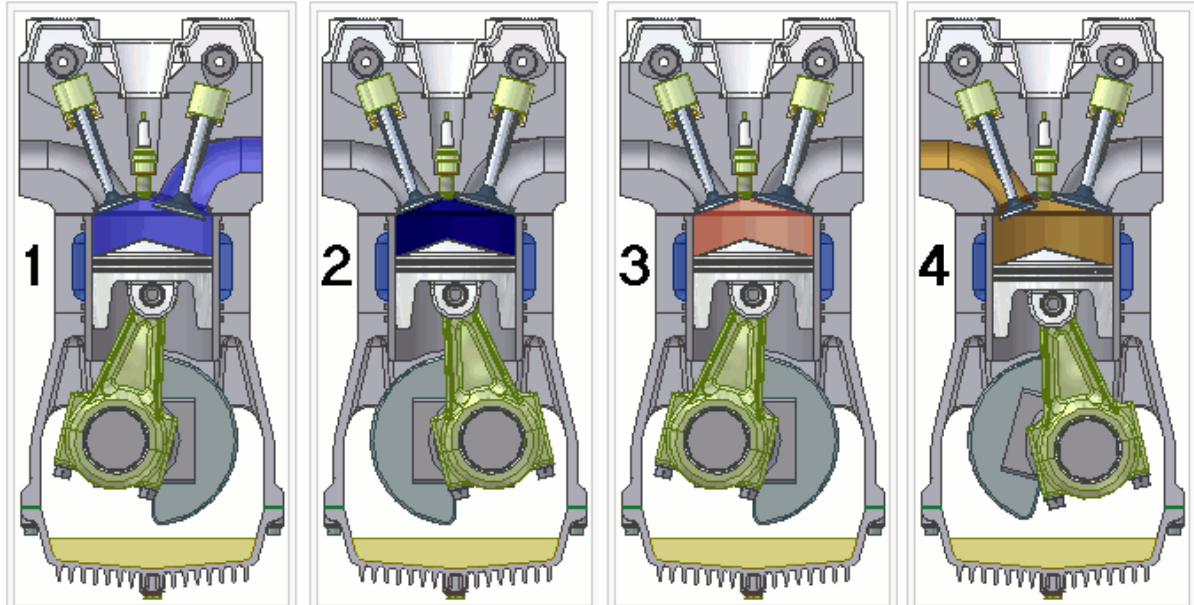


Abb. 2.1: Darstellung eines 4-Takt-Motors

2.1.1.2. Zweitaktverfahren

Bei dem Zweitaktmotor, wird der Kreisprozess in zwei Kolbenbewegungen vervollständigt, das heißt ein Mal pro Kurbelwellenumdrehung. Das Zweitaktverfahren braucht keine extra Kolbenbewegung für den Ladungswechsel.

Das Tauschen des Abgases gegen frisches Gemisch erfolgt gegen Ende der Arbeitstakt und benötigt Ventile nicht, obwohl es mittlerweile auch 2-takt diesel motoren gibt, welche mit ventilen arbeiten. Anschließend kommt der Verdichtungstakt.

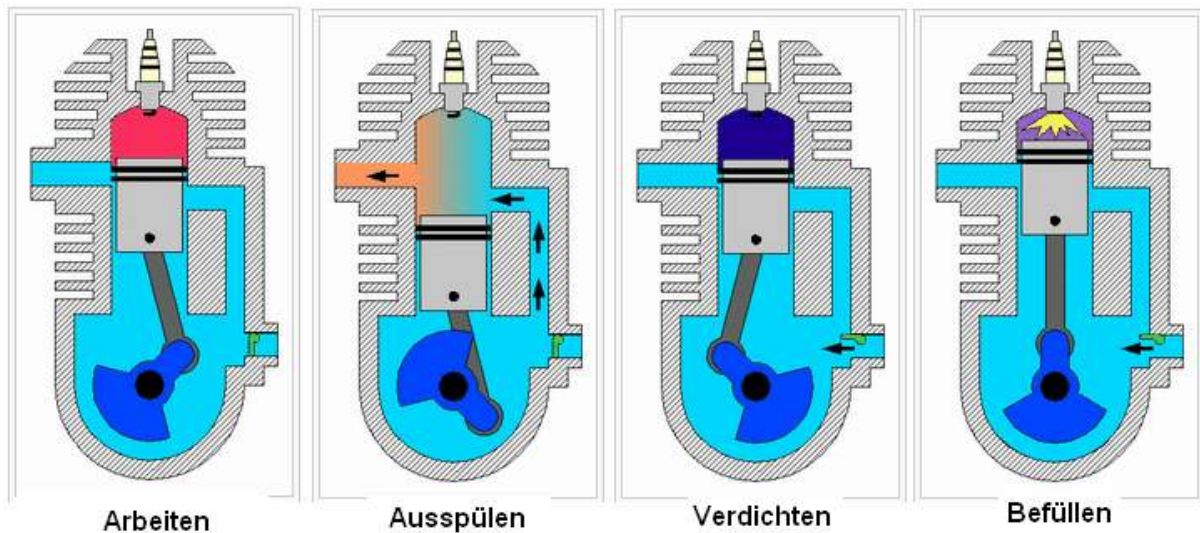


Abb.2.2: Darstellung eines 2-Takt-Motors

2.1.1.2. Ottomotoren

Der Ottomotor ist ein Verbrennungsmotor, bei dem der Kraftstoff während des Ansaugvorganges in die angesaugte Luft eingebracht wird, was ein zündfähiges Gemisch im Zylinder ergibt. Im Gegensatz zu Dieselmotoren wird bei Ottomotoren die Verbrennung durch eine zeitlich gesteuerte Fremdzündung eingeleitet. Man spricht von „Quantitätsregelung“, weil die Gasmenge, die in den Zylinder kommt, durch die „Drosselung“ des Kraftstoffluftgemisches gesteuert wird.

2.1.1.2. Dieselmotoren

Das charakteristische Merkmal des Dieselmotors ist die Selbstzündung des eingespritzten Kraftstoffs in der heißen komprimierten Verbrennungsluft. Man redet von innere Gemischbildung, weil Kraftstoff und Luft erstmal im Brennraum gemischt werden. Damit eine Selbstzündung möglich ist, muss das Verdichtungsverhältnis sehr groß sein. Anders als bei Ottomotoren erfolgt die Lastregelung über den Kraftstoffgehalt bei einer konstanten Gasmenge, der durch die eingespritzte Kraftstoffmenge variiert werden kann.

2.1.1.2. Neue Tendenzen

Der Verbrennungsmotor ist in konstanter Entwicklung. Neue Fortschritte wie die Direkteinspritzung und Variable Ventilsteuerungen u.a. Leistungs- und vor allem Verbrauchsvorteile ermöglichen.

Neben der Möglichkeit den Kraftstoff flüssig in das Saugrohr des Ottomotors einzuspritzen, wurden in den letzten Jahren Systeme für Direkteinspritzung entwickelt. Dabei wird der Kraftstoff über elektronisch gesteuerte Einspritzventile direkt in den Brennraum eingespritzt.

Mit dem Einsatz variabler Ventilsteuerungen lassen sich an Verbrennungsmotoren die motorischen Zielgrößen, wie der spezifische Verbrauch, das Abgasverhalten, das Drehmoment, sowie maximale Leistung, positiv beeinflussen.

2.1.2.Einsatz und Probleme der Verbrennungskraftmaschine

2.1.2.1. Verbrauch, Emissionen und Gesetz

Das niedrige Leistungsgewicht sowie die Kosten zählen zu den Vorteilen des Verbrennungsmotors. Dank diesen Vorteilen ist der Verbrennungsmotor die am bedeutendste Maschine in verschiedenen Gebieten. Der weite Einsatz der Verbrennungskraftmaschinen in der Industrie macht den Verbrauch und die Reduzierung der Umweltbelastung zu dem Entwicklungsschwerpunkt in der Automobilindustrie. Einerseits muss der Verbrauch gesenkt werden, das heißt, der Wirkungsgrad erhöht werden, wegen der begrenzten Reserven des fossilen Energieträgers Erdöl. Andererseits ist die Umweltverschmutzung ein nicht kleineres Problem, das durch die Herstellung effizienterer Motoren erzielt wird. Dabei wird versucht die NOx Emissionen sowie die HC und die CO Emissionen zu reduzieren. Darüber hinaus werden die Gesetze in vielen Ländern hinsichtlich der Emissionen verschärft. Der Druck an dem Automobilhersteller steigt und der einzige Weg ist der, der zu Umweltfreundlicheren Motoren führt.

2.1.2.2. Auswege

Selbstverständlich ist, dass Verbrennungskraftmaschinen weiter benutzt werden. Dass die Erdölreserven nicht unbegrenzt sind und dass die Umwelt so gewaltig nicht belastet werden darf ist auch klar. Man muss Auswege finden mit denen der Verbrennungsmotor Umweltverträglich weiter benutzt wird.

Die Reduzierung des Fahrzeuggewichts und des Luftwiderstands und des Rollwiderstands u.a. ist der erste Ansatzpunkt. Die Tendenz zum „Downsizing“ oder die Herstellung von Hybriden Fahrzeugen stellen einen Bezugspunkt dar im Thema Umwelt. Der vollvariable Ventiltrieb ist auch eine höchst bedeutende Maßnahme zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs, zur Reduzierung der Emissionen im Teillastbereich und zur Steigerung des Drehmoments im unteren Drehzahlbereich.

2.2. Variabler Ventiltrieb

2.2.1. Ventiltrieb und Grundlage des Ladungswechsels

Der Ventiltrieb ist eine Einheit aus Ventilen, Nockenwellen und dem Mechanismus zur Übertragung der Hubkurven auf die Ventile. Die Nockenwelle dreht sich so, dass die Nocken periodisch die Ventile betätigen, welche die Auslass- bzw. Einlasshübe erzeugen. In sofern ist der Ventiltrieb für den Ladungswechsel eines 4-Taktmotors zuständig.

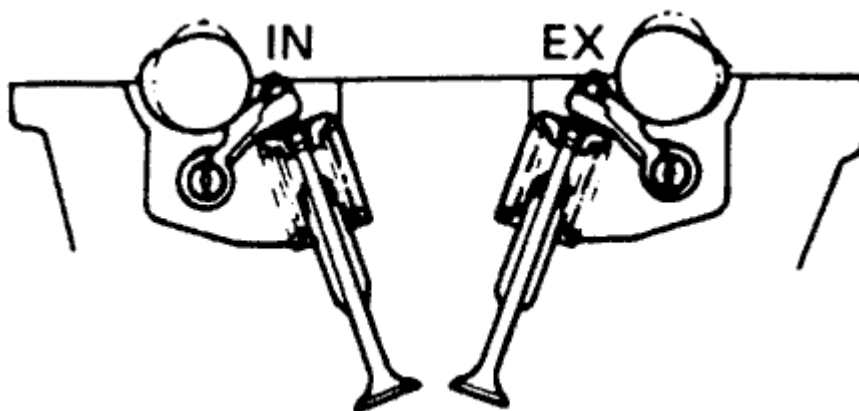


Abb.2.3: Schematischer Ventiltrieb

Der Ladungswechsel ist das Verfahren, mit dem das verbrannte Gemisch nach der Expansion durch Luft bzw. Kraftstoff-Luft-Gemisch ersetzt wird.

In einem 4-Takt Motor benötigt die Spülung des verbrannten Gemisches zwei Takte. Bei dem ersten Kolbenhub bewegt sich der Kolben vom unteren zum oberen Totpunkt, womit das alte Gemisch durch die geöffneten Auslassventile herausgedrückt wird. Da es im oberen Totpunkt noch einen Abstand zwischen Kolben und Zylinderkopf gibt aber hauptsächlich durch den Brennraum im Zylinderkopf, bleibt in der Regel ein Teil des Restgases im Zylinder. Anschließend folgt der Ansaugtakt, bei dem der Kolben sich vom oberen zum unteren Totpunkt bewegt bei offenen Einlassventilen. Dies verursacht, dass frische Luft bzw. Kraftstoff-Luft-Gemisch in den Zylinder hineingedrückt wird.

Die Auslassventile bleiben offen wann der Kolben seine Aufwärtsbewegung beendet hat und wieder abwärts fährt. Entsprechend werden die Einlassventile vor dem Beginn des Ansaugtaktes geöffnet. Daraus ergibt sich eine Ventilüberschneidung, bei der bei noch geöffneten Auslassventilen die Einlassventile geöffnet werden. Infolgedessen wird je nach „Auslass schließt“ (As) und „Einlass öffnet“ (Eö) eine unterschiedliche Überschneidung hervorgerufen, die zu verschiedene Restgasmenge im Zylinder führt. Den Einfluss von As und Eö wird im folgenden Punkt erklärt. [2], [3]

2.2.2.Einfluss von Es, Eö, As, Aö.

In einem Steuerdiagramm werden im Wesentlichen die Ventilhube abhängig vom Kurbelwellenwinkel dargestellt. Wie in Abbildung 2.4 gezeigt, werden im Steuerdiagramm die Steuerzeit für Ein- und Auslassventile, die Spreizung, d.h. die relative Winkellage von Kurbel zur Nockenwelle, sowie die Überschneidung und die Zeitpunkte des Öffnens und Schließens von Ein- und Auslass dargestellt.

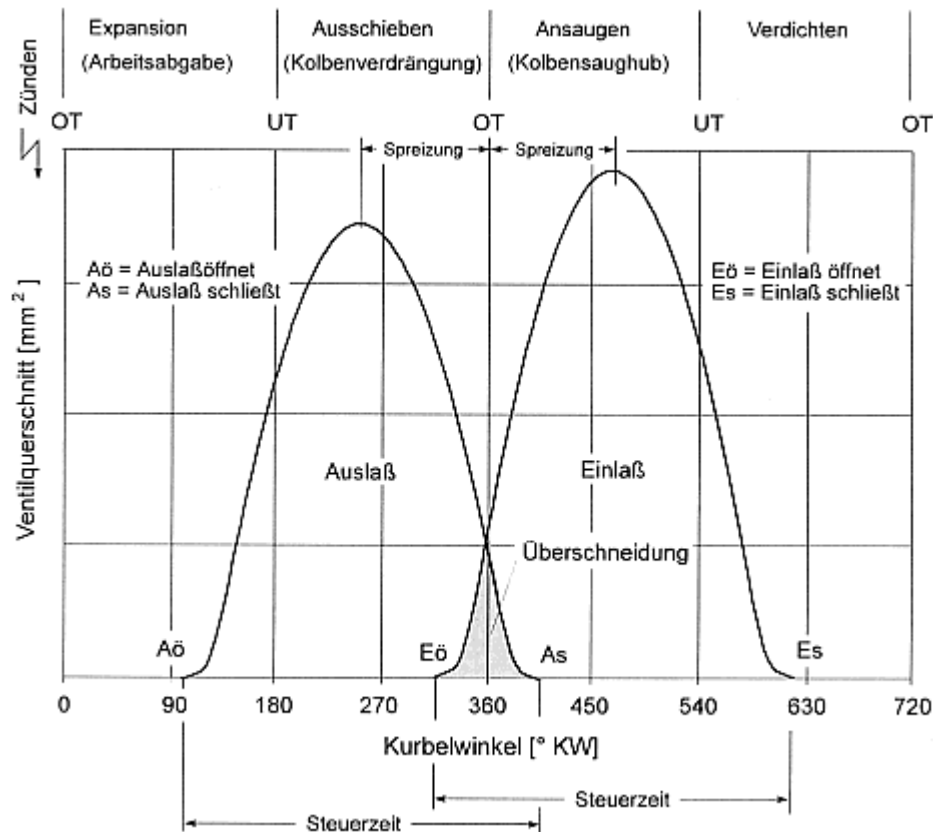


Abb. 2.4: Steuerdiagramm

Folgende Effekte werden durch die Steuerzeit erzielt:

1. Ein frühes Aö verursacht hohe Verluste an Expansionsarbeit und vermindert die Ausschiebearbeit.
2. Ein spätes Aö verursacht geringe Verluste an Expansionsarbeit und vergrößert die Ausschiebearbeit.
3. Ein frühes Es ist günstig für ein hohes Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen, dafür entstehen aber Füllungsverluste bei hohen Drehzahlen.
4. Ein spätes Es ist günstig für eine hohe Nennleistung, dafür entstehen aber Füllungsverluste bei niedrigen Drehzahlen.

Die Überschneidung, wird durch Eö und As gesteuert. Eine kleine Überschneidungsfläche bedeutet gute Leerlaufqualität, während einer großen

Überschneidungsfläche für hohe Leistung steht, aber einen schlechteren Wirkungsgrad verursacht.

Dies zeigt, dass für das Herstellen eines starren Ventiltriebs ein Kompromiss gefunden werden muss, in dem man einem Arbeitsbereich opfert, damit das Verhalten in einem anderen verfeinert wird. [2]

2.2.3. Gasdynamik

Bei einem selbstansaugenden Motor erfolgt der Ladungswechsel durch die Kolbenbewegung. In diesem Sinne kann der Ausschub- und Ansaugvorgang als das Ergebnis einer Volumenveränderung angenommen werden. Das Verhalten wird also vereinfacht, in dem das Gas wie eine Flüssigkeit behandelt wird. Allerdings gilt diese Vereinfachung für schnelllaufenden Motoren und Motorradmotoren nicht mehr. Sowohl das Abgas als auch das frische Luft-Kraftstoff Gemisch sind kompressibel, und diese Kompressibilität kann nicht vernachlässigt werden. Wegen dieser Kompressibilität verursacht die Kolbenbewegung und das rasch Öffnen bzw. Schließen der Ein- und Auslassventile Über- und Unterdruckwellen im Saugrohr und in der Abgasanlage. Es werden also Dichte und folglich Druckänderungen erzeugt. Die Wellen laufen von den Ventilen weg in das Saug- und Abgasrohr. An den jeweiligen Rohrenden werden die Wellen reflektiert und laufen in Gegenrichtung zum Zylinder zurück.

Die Druckwellen können am Ende des Rohres zweierlei reflektiert werden:

Offenes Endrohr: In diesem Fall kommt die Druckwelle mit umgekehrtem Vorzeichen zurück. Also ein Überdruckwelle kehrt als Unterdruckwelle zurück und umgekehrt.

Geschlossenes Endrohr: In einem geschlossenen Endrohr, wird die Druckwelle mit gleichem Vorzeichen reflektiert. Eine Überdruckwelle bleibt also eine Überdruckwelle, eine Unterdruckwelle bleibt eine Unterdruckwelle.

Die Wellen bewegen sich mit Schallgeschwindigkeit, die im Wesentlichen von der Temperatur abhängig ist. Je nach Temperatur und Länge des Rohres, können die Wellen mehrmals während des Ladungswechsels das Saug- und Abgasrohr durchlaufen.

Im Einlass erzeugt die Saugwirkung des abwärtskommenden Kolbens bei Öffnung der Einlassventile eine Unterdruckwelle, die am Luftfilter am Ende des Rohres als Überdruckwelle reflektiert wird. Das frische Gasgemisch strömt in den Zylinder hinein infolge einer Druckdifferenz zwischen Rohr und Zylinder. Diesem Effekt nach trägt die kommende Druckwelle zur Füllung im Zylinder bei.

Im Auslass ist die Vorgehensweise analog, nur umgekehrt. Der Überdruck im Zylinder beim aufwärtskommenden Kolben generiert eine Überdruckwelle. Diese wird am Ende der Abgasanlage reflektiert und kommt wieder an den Ventilen als Unterdruckwelle an. Diese Unterdruckwelle hilft beim Saugen des Abgases mit. [4]

2.2.4.Vollvariabler Ventiltrieb

Die zur Spülung des Restgases durch Frischgemisch benötigte Ladungswechselerarbeit wird vom Ansaugdruck stark beeinflusst. Bei konventioneller Drosselklappe-gesteuerten Motoren wird einen Unterdruck im Ansaugkanal erzeugt, der die Ladungswechselerarbeit erhöht. Die Querschnittsflächereduzierung auf der die Drosselklappensteuerung basiert, ist für diesen Druckabfall verantwortlich. Der erzeugte Unterdruck ist je nach Lasten unterschiedlich und der Anteil der Leistung, die zum Tauschen des Gases eingesetzt wird, ist bei niedrigen Lasten ausgeprägter.

Der Ansaugunterdruck, der bei der Einstellung einer Drosselklappe auftritt, lässt mittels einer direkt am Ventil Gemisch-Zumessung erheblich nach d.h., wenn keine Drosselklappe montiert ist bleibt der Druck beim Ansaugen höher. Der Unterschied zwischen den zwei Verfahren ist in der Abbildung 2.5 deutlich gemacht. Bei einem gedrosselten Motor ist die Ladungswechselerarbeit, die durch die eingeschlossene Fläche der Niederdruckschleife in einem PV-Diagramm dargestellt ist, wesentlich größer. Dies liegt an dem größeren erzeugten Unterdruck. Je größer der erzeugte

Unterdruck, desto mehr Arbeit wird der Kolben leisten müssen, wenn er sich bei dem Ansaugtakt vom OT zum UT bewegt.

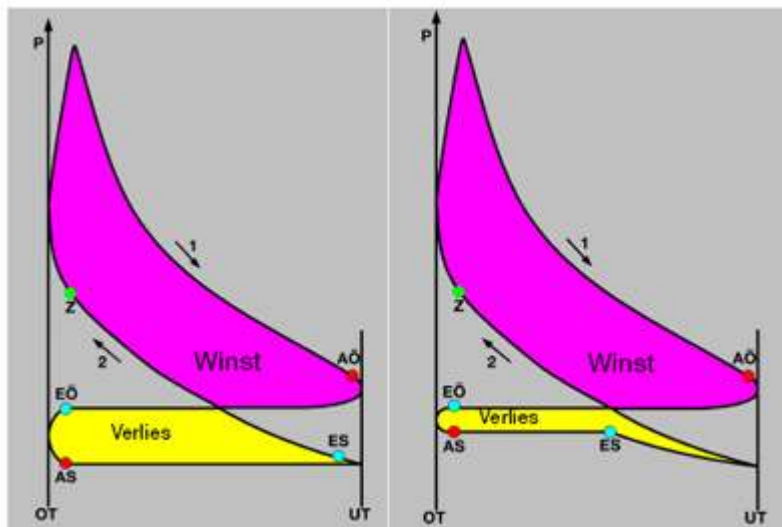


Abb.2.5: Vergleich Gedrosselter Motor(links) gegen Ungedrosselten Motor(rechts)

Ein Vollvariable Ventiltrieb System ermöglicht eine direkt am Ventil Gemisch Zumessung. Ein vollvariabler Ventiltrieb sollte einen Hub von praktisch Null bis zum maximalen Hub stufenlos einstellen können und die Öffnungsdauer angemessen anpassen. Eine verstellbare Spreizung muss auch zur Verfügung stehen.

Von allen Verbrauchssenkungsstrategien repräsentiert die drosselfreie Steuerung der Ansaugluft, nach der schichtgeladene Direkteinspritzung, die Maßnahme, die den größten Verbrauchsvorteil bringt. Dies aber zwänge zu dem Einsatz eines vollvariablen Ventiltriebs und stellt auch den Hauptvorteil eines Variablen Ventiltriebssystems dar.

Zu diesem Hauptvorteil tritt ein anderer Vorteil in Erscheinung. Dieser entspräche der Möglichkeit zur Anpassung des benötigten Frischgemisches im Zylinder, ebenso wie des Restgases, die für jeden Lastpunkt und Drehzahl benötigt sind. Das Frischgemisch im Zylinder ist abhängig davon, wie lange die Einlassventile offen bleiben. Auch ein VVT System bietet die Möglichkeit die Steuerzeit so anzupassen, dass die Reflexionswellen zum richtigen Zeitpunkt in die Ventile ankommen. Dadurch kann Restgas folgendermaßen angepasst werden:

Im Auslass kommt eine reflektierte Unterdruckwelle an die Ventile. Diese hat eine Saugwirkung. Wenn sie bei ganz offenen Ventilen kommt, dann saugt sie mehr Abgas. Wenn sie aber bei einem kleineren Ventilhub die Ventile erreicht, dann wird der Saugeffekt nicht so gross.

Im Einlass wird der Gaseinschub mittels einer kommenden Überdruckwelle verstärkt. Wenn sie bei ganz offenen Ventilen kommt, dann schiebt sie mehr Frischgemisch ein. Wenn die Ventile nicht ganz offen sind, dann wird nicht so viel Frischgemisch hineingeschoben.

Trotzdem sind Diese zwei Effekte bedeutsamer im OT, wo der Saugeffekt des Kolbens (Kolbengeschwindigkeit im OT gleich null) fast null ist. Hier wird eine Saugwirkung durch Druckwellen gesucht auch wenn der Hub klein ist.

Der Liefergrad und Restgas sind bis einer bestimmten Drehzahl deswegen über einen variablen Ventiltrieb total steuerbar. Ab dem Punkt gelingt es eine optimale Steuerung nicht mehr. Es wäre noch eine Ergänzung zu dem VVT nötig. Im Punkt 2.2.7. „Zukünftige Aussicht“ wird über eine variable Sauganlage gesprochen. [5]

2.2.5.Evolution und heutige Einsatz bzw. vorhandene Modelle

Dieser Absatz soll einen kurzen Überblick über den Weg, der zu dem System Univalve geführt hat geben. Beschränkt wird sich deswegen auf die Ventilsteuerungen mit mechanischem Wirkprinzip. Es werden nur einige wichtige Lösungen beschrieben.

Schon in 1902 wurde ein Vorschlag eines variablen Ventiltriebssystems veröffentlicht:

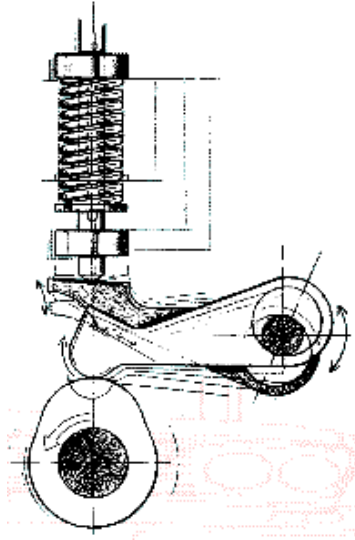


Abb.2.6: Variabler Ventiltriebssystem. Patent von 1902

Im Abb.2.6 wird gezeigt wie durch eine Verstellung der Drehachse des Ventilbetätigungselementes der Hub verändert wird.

Im letzten Jahrhundert sind mehrere Patenten angemeldet worden. Was aber einen Wendepunkt in der Entwicklung von Ventiltrieben bedeutete ist das von Honda in 1983 eingeführte VTEC (Variable Valve Timing and lift Electronic Control). Das System bietet eine stufenweise Variation der Ventilerhebung, sowie der Öffnungsdauer, das heißt für unterschiedliche Bereiche steht ein verschiedenes Nockenprofil zur Verfügung. Das VTEC hat diverse Varianten und stellt heutzutage eins der wichtigsten Systeme im Bereich variable Ventilsteuerung.

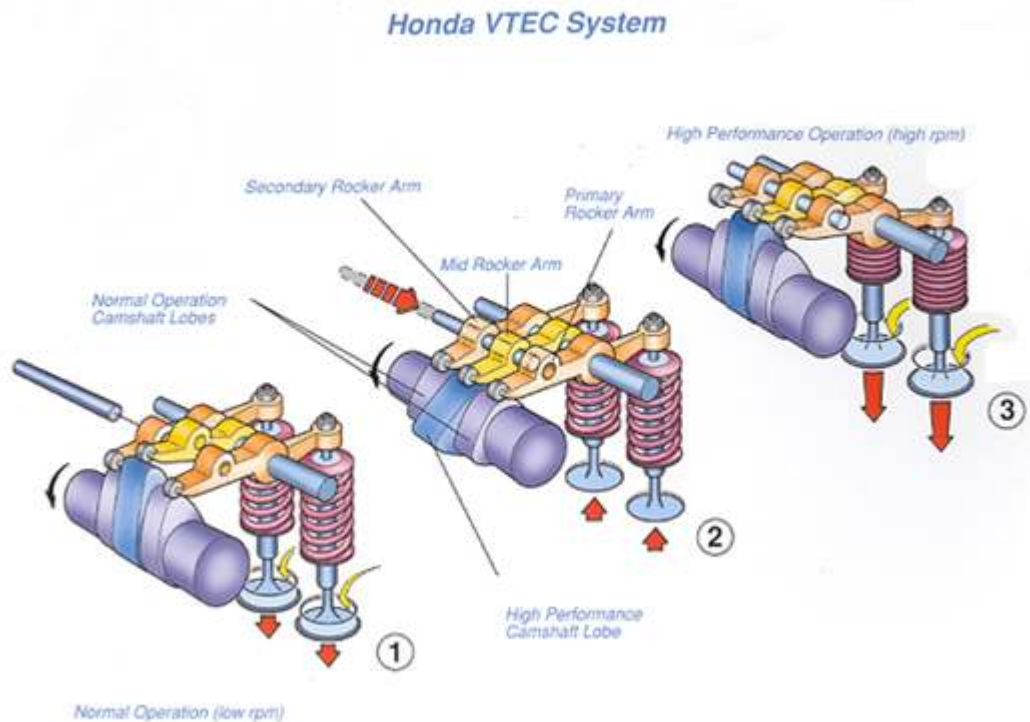


Abb.2.7: VTEC System von Honda

Heute lassen sie sich die verschiedenen vorhandenen Arten von Ventilsteuerungssysteme in drei Gruppen einteilen. Die Nockenwellenverstellungssysteme können die Spreizung ändern, womit die Überschneidungsphase je nach Arbeitspunkt angepasst werden kann. Eine stufenlose Nockenwellenverstellung wirkt auf den Einlassschluss ein so, dass das Volllastmoment entsprechend über der Drehzahl erreichen werden kann. In der zweiten Gruppe wären die Systeme zur Ventilhubkonturum- oder Abschaltung. Zum Schluss, Die Vollvariable Ventilsteuerung Systeme wie Univalve bieten eine Stufenlose Verstellung des Ventilhubes an. [6], [7], [8], [9]

2.2.6.UniValve

Bei einem vollvariablen Ventiltrieb System müssen Hübe und Spreizung stufenlos verstellbar sein. Es wurde schon erläutert wozu so ein System fähig sein muss, aber wie wird das gemacht? Eine neue Lösung bietet die für Serien-Verbrennungsmotoren entwickelte UniValve.

Das UniValve System bietet eine Bandbreite der Öffnungsmöglichkeiten wie es in der Abb.2.8 dargestellt wird. Der Ventilhub geht vom minimalen Ventilhub (zwischen 0.3mm und 0.5mm) bis zum maximalen Ventilhub. Gleichzeitig wird die Dauer von wenigen Kurbelwellenwinkelgrad beim Leerlauf bis zu einer wesentlich größerer Öffnungszeit beim Maximalhub. Dazu kann mittels einer Nockenwellenverstellung die Spreizung unabhängig vom Hub verstellt werden.

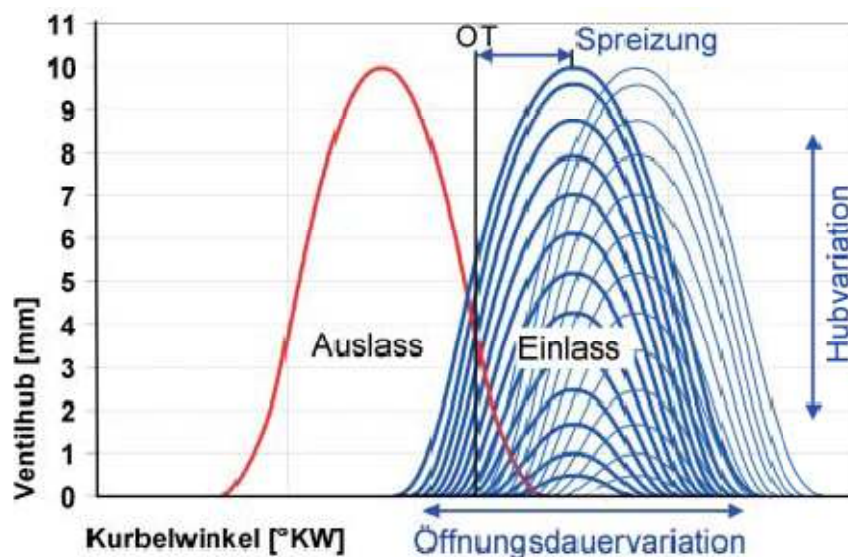


Abb.2.8: Variationsmöglichkeiten des Ventilhubes in Kombination mit einem Nockenwellenversteller auf der Einlassseite

Univalve wird auf einen Standard-rollenschlepphebeln wie denen die in modernen Otto- und Dieselmotoren verwendet werden, montiert. Dazu wird aber sowohl ein Übertragungselement, Kipphebel genannt, wie auch ein Stellglied der Exzenterwelle eingesetzt. Dadurch wird die Öffnungsdauer- und Hubvariabilität erreicht.

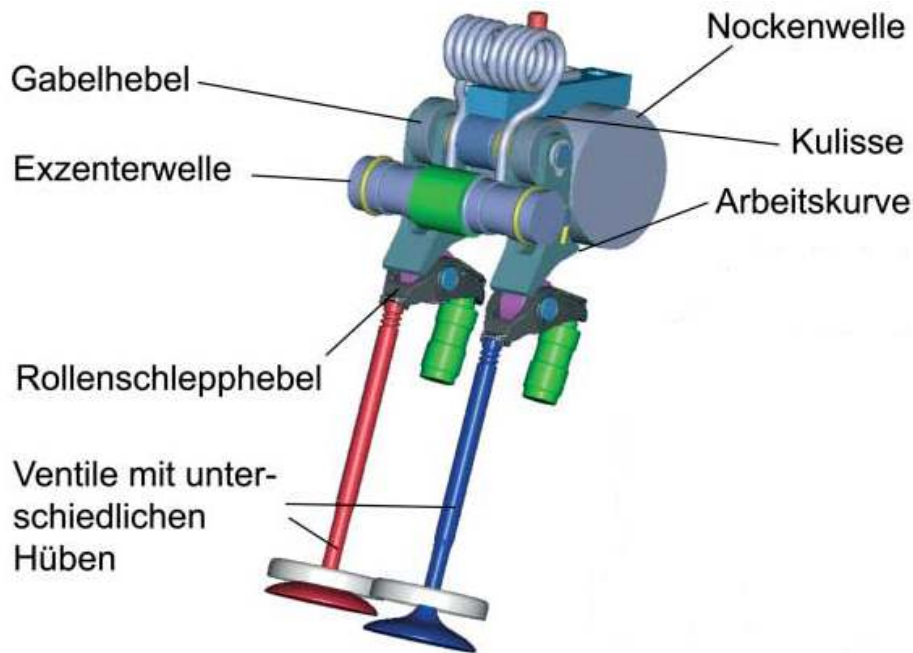


Abb. 2.9: Funktionsprinzip der mechanischen vollvariablen Ventilsteuerung UniValve

In der Abb. 2.9 ist zu erkennen, dass der Rollenschlepphebel nicht mehr direkt von der Nockenwelle sondern über eine Arbeitskurve am Kipphebel betätigt wird. Der sogenannte Gabelhebel besteht aus zwei Kipphebeln verbunden über eine Achse. Es gibt verschieden Lösungsmöglichkeiten was den Aufbau des Gabelhebels angeht. Aus Gewichtsgründen wurde der Gabelhebel mit Rollkontakt durch den Gabelhebel mit Gleitkontakt ersetzt, Abb.2.10.



Abb.2.10: Gabelhebel mit Rollkontakt (links) und mit Gleitkontakt (rechts)

Die Nockenwelle betätigt den Gabelhebel und der Gabelhebel stützt sich an der Exzenterwelle ab. Zwischen den Kipphebeln läuft auf der Achse eine weitere Rolle, die den Gabelhebel in vertikaler Richtung hin in einer ortfesten Kulisse auf einer Kreisbahn führt. Die Kippbewegung des Kipphebels erfolgt durch das Abstürzen auf die Exzenterwelle. Wenn sie sich verdreht, ändert sich die Exzentrizität der Exzenterwelle so, dass der Kipphebel sich in seiner Lager so verändert und damit einen vollvariablen Ventilhub und eine vollvariable Öffnungsdauer erzeugt. Je weiter sich die Rolle des Rollenschlepphebels entlang der Arbeitskurve am Kipphebel bewegen kann, desto größer sind der resultierende Ventilhub und die Öffnungsdauer.

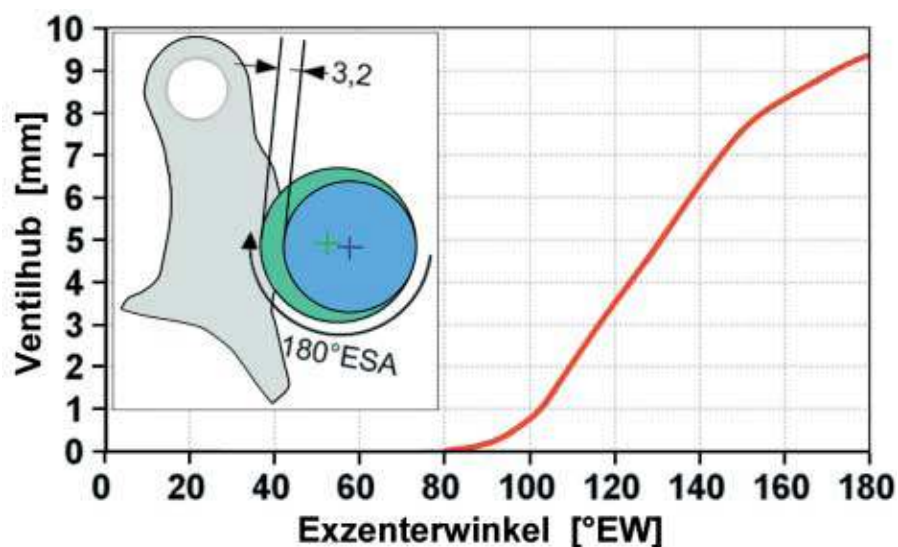


Abb.2.11: Ventilhub in Abhängigkeit der Verdrehung der Exzenterwelle

Es ist auch notwendig, dass die Anordnung im Betrieb spielfrei ist und alle bewegten Elemente Kontakt haben, dafür dienen Federelemente die eingesetzt werden. Da die Kipphebel sich frei um die Achse bewegen können, sind verschiedene Phasing-Konzepte möglich. [10]

2.2.7.Zukünftige Aussicht

In diesem Absatz ist nicht das Ziel eine Beschreibung der technischen Möglichkeiten zur Verbesserung des Univalve zu geben, sondern es geht um Konzepte die ein solches System vervollständigen können.

Die Vorteile die das System UniValve bringt wurden schon beschrieben. Im Gegensatz zu einem starren Ventiltrieb gibt es zwei hauptsächliche Vorteile. Der erste ist der kleinere erzeugte Druckabfall dank der nicht mehr aktiven Drosselklappe. Der zweite ist, dass die Frischgemischmenge im Zylinder, der Liefergrad und Das Restgas bis zu einer bestimmten Drehzahl steuerbar sind. Aber da dies nicht im ganzen Arbeitsbereich des Motors angepasst werden kann, muss ein Kompromiss gefunden werden. Der Hersteller muss einen Bereich etwas benachteiligen, damit ein anderer Bereich optimiert werden kann. Es könnte zum Beispiel ein Motor für die hohen Drehzahlen gebaut werden, der dafür nicht optimal bei niedrigen Drehzahlen läuft.

Eine Lösung könnte eine variable Sauganlage sein. Dabei liegen die Grundlage der Physik bei:

$$t = \frac{s}{v}$$

Wobei:

t = Zeit

s = Strecke

v = Geschwindigkeit

Es wurde schon erklärt, dass die Druckwellen sich in das Rohr ausbreiten. Deswegen gilt: Je kürzer die Strecke, desto schneller wird die Druckwelle wieder an die Ventile kommen. Umgekehrt gilt: Für eine längere Strecke würde die Druckwelle länger brauchen um zu den Ventilen zurückzukehren. Der Einsatz einer variablen Sauganlage heißt dann, dass man jetzt entscheiden kann, wann die Druckwelle zu den Ventilen kommt. Mittels einer variablen Sauganlage zu dem VVT-System hat

man nicht nur eine geringere Ladungswechselverluste erreicht, sondern auch eine totale Kontrolle über Restgas und Liefergrad in dem ganzen Arbeitsbereich des Motors. Dies führt zu mehr Drehmoment und Leistung und zugleich zu einer Senkung des Verbrauches.

2.3. Simulation

2.3.1. Was ist eine Simulation

Heutzutage steigt der Druck zu Kosten- und Zeitgünstigen Entwicklungsprozesse. Aufgrund der immer anspruchsvolleren Anforderungen in Bezug auf Verbrauch und Leistung sowohl der strengen Emissionsgrenzwerten vom Gesetzgeber, sollte die Optimierungszeit möglichst kurz sein, wodurch auch das Budget sich verkleinern lässt. Der Einsatz von Simulationsmodellen kann eine Einsparung hinsichtlich Zeit und Kosten bringen, denn es vereinfacht die Voroptimierung einer Motorentwicklung. Wenn zur Erarbeitung eines Motors, man über ein zuverlässiges Modell verfügt, welches der Realität gut entspricht, kann die zeitaufwendige Aufgabe des Versuchens am Motor gegen Rechnersimulation getauscht werden.

Praktisch gesehen bildet ein Simulationsmodell das Verhalten einer Verbrennungskraftmaschine nach. Intern ist das Verfahren ein iterativer Prozess. Durch die Diskretisierung, wird das Berechnungsvolumen in kleinere Räume geteilt, auch als Zellen gekannt, in denen Strömung und Wärmeübergangsgleichungen u.a. berechnet werden. Anfänglich werden Werte eingetragen, die als Lösung für alle Gleichungen gelten. Anschließend werden die Berechnungen durchgeführt mit Berücksichtigung auf die Alte Ergebnisse und neue Lösungen herausgefunden. Jetzt gelten die eben geschafften Endwerten als Anfangswert und der Prozess wird wiederholt. Wenn die neue Lösungen nah genug zu den Alten kommen, dann ist der Prozess fertig, und man kann annehmen, das die jetzige Lösungen das endgültige Ergebnis entspricht. Ist das in jeder einzelnen Zelle gemacht, dann weißt man was im ganzen Motor passiert, und folglich wie er sich verhält.

Wenn ein Modell schon aufgebaut wurde, dann muss man auch bestimmen können ob es zuverlässig ist. Dafür braucht man Messungen vom echten Motor aber nicht jede Eigenschaft kann berücksichtigt werden, darum wird eingeschätzt wie gut das Modell ist bei der Betrachtung von drei Druckkurven. Im wesentlichen definiert einen Motor wie er saugt, wie die Verbrennung verläuft und was im Abgas passiert, anders gesagt, wie die Ansaugdruckkurve, die Zylinderdruckkurve und die Abgaskurve sind. Folglich kann man in der Regel sagen, dass wenn diese drei Kurven zu denen des wirklichen Motors gut passen dann ist das Modell zutreffend. [11]

2.3.2. Benötigte Kenngröße und Prozesse Beschreibung

In der Simulation wird der ganze Motor modelliert. Auf diesem Grund ist es fundamental alles zu verstehen was im Motor einen Einfluss hat, weil das die Simulation auch mächtig beeinflussen wird.

2.3.2.1. Größen des Prüfstandsbaus

Der erste Schritt wenn es um den Aufbau eines Modells geht, ist die Bestimmung der Größen, die den realen Prozess im Wesentlichen beschreiben. Diese entsprechen die Temperaturen, geometrische Größen wie Länge oder Durchmesser, Umgebungsdruck und die verwendeten Stoffen u.a. Wenn z.B. der Zylinderdurchmesser nicht stimmt, dann wird das Modell nie ein gutes Ergebnis liefern können und deswegen ist es nicht sinnvoll weiter in die Vervollständigung eines solchen Modells zu vertiefen. Folglich sollte man sich erstmals darum kümmern, dass alle grundlegenden Eigenschaften richtig eingetragen worden sind. Lass uns als Erläuterung der Einwirkung von solchen Kenngrößen die Temperatur im Einlass und die Länge des Einlasskanals beachten:

Wie im Absatz 2.2.3. erklärt, spielen die Druckwellen im Einlasskanal eine wichtige Rolle. Bedeutend ist der Zeitpunkt, in dem sie die Einlassventile erreichen und sowohl die Temperatur in der Einlassseite als auch die Einlasskanallänge haben einen entscheidenden Einfluss darauf.

2.3.2.2. Heat Transfer

Der Heat Transfer stellt den Wärmeübergang vom Zylinder oder Abgasanlage in die Umgebung dar. Da dies, hauptsächliche Vorgänge wie der Zylinderdruck und die Zylindertemperatur beeinflusst, darf man eine passende Beschreibung des Wärmeübergangs nicht vergessen zu erarbeiten.

Die Strömung im Motor ist überaus komplex, es kommen also Modelle zum Einsatz. Ein Strömungsmodell berechnet die Strömung für jeden Zeitpunkt um Heat Transfer coefficients berechnen zu können. Der Wärmeübergang wird anhand eines Heat Transfer coefficient, der sogenannte „Convection Multiplier“ kalkuliert. Ein oft benutztes Modell ist das klassische Woschni Modell aber auch ein Modell, das swirl oder Tumble motion berücksichtigt, ist in mehrere Simulationsprogramme möglich zu integrieren.

2.3.2.3. Flow coefficients

Die Flow coefficients eines Rohres bzw. eines Aggregates durch welche Luft strömt, stellen den Widerstand, den die Luft während des Durchströmens erfährt dar. Dies kann anhand des innerhalb des Rohres erzeugten ΔP gut gemessen werden.

Bei der Analyse müssen zuerst die Elemente betrachtet werden, die einen größeren Widerstandbeiwert haben. Daher ist bei der Modellierung das Strömungsverhalten im Ventilsitz wichtig. Die flow coefficients sind definiert als das Verhältnis der effektiven Fläche zur Referenzfläche. Unter effektiver Fläche versteht man den Querschnitt, den der Strömung zur Verfügung steht. Die Referenzfläche bezeichnet eine geometrische Charakteristik des Ventilsitzes, wie z.B. den Querschnitt am Ventilsitz. Zur Ermittlung dieser Luftwiderstandbeiwerte kann aus der Gleichung der isentropen Geschwindigkeit die Massenströmung berechnet werden. Aus dieser Gleichung kann man das gesuchte Flow Coefficient C_D erhalten. Gleichung zur Berechnung der flow coefficients:

$$\dot{m} = A_{eff} \rho_{is} U_{is} = C_D A_R \rho_{is} U_{is}$$

$$\rho_{is} = \rho_0 (P_r)^{1/\kappa}$$

$$U_{is} = \sqrt{RT_0} \left\{ \frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[1 - P_r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \right\}^{1/2}$$

In der:

\dot{m} = Luftströmung

A_{eff} = effektive Fläche

ρ_{is} = unterstromige Dichte

ρ_0 = oberseitige Dichte

U_{is} = isentrope Geschwindigkeit

C_D = Flow coefficient

A_R = Referenzfläche

P_r = Druckverhältnis (Unterstromiger Druck/ oberseitigen Stagnationsdruck)

R = Gas konstant

T_0 = oberseitige Stagnationstemperatur

κ = isentroper Exponent

Die Flow coefficients lassen sich mit Hilfe einer stationären Prüfanlage messen.

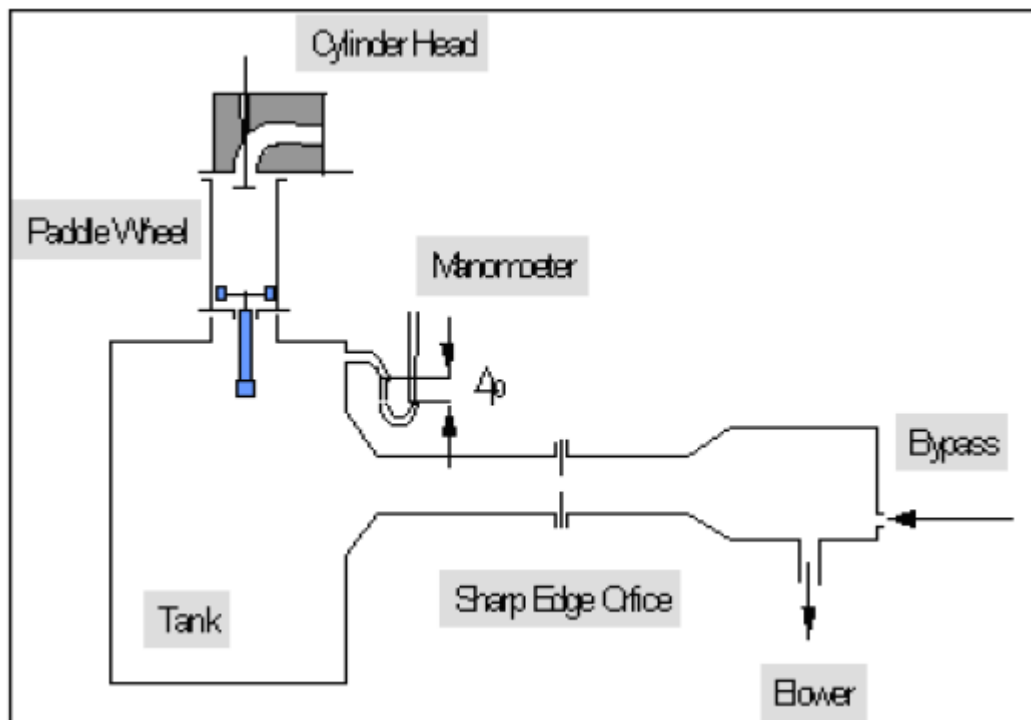


Abb.2.12: Stationäre Prüfanlage

Die Vorgehensweise basiert auf Massenstrommessungen für einen fixierten Druckabfall durch jedes Ventil. So wird für jedes Ventil der Massenstrom für verschiedene Ventilhübe gemessen, während die anderen Ventile geschlossen bleiben. Dies wird bei einem stationären Luftstrom gemacht und die jeweiligen Resultate, definieren die Größen zur Berechnung der Flow Coefficients für den jeweiligen Ventilhub eines Ventils. Sinngemäß können die Swirl coefficients mittels eines Paddlewheels abgeleitet werden.

Da in einem Motor die Luft bzw. die Abgase in beiden Richtungen durch Ein- und Auslasskanal strömen, müssen die Flow coefficients einmal in eine Richtung und noch in die Gegenrichtung definiert werden. Dabei spricht man von Forward und reverse flow coefficients. Dabei muss beachtet werden, wie das Simulationsprogramm diese Richtungen betrachtet (siehe 3.1.1.). [12], [13], [14]

2.3.2.4. Swirl and Tumble motion

Um die Strömung im Zylinder beschreiben zu können, werden Drall und Tumble definiert. Diese zwei Konzepte lässt die Zylinderinnenströmung über zwei verschiedene Strömungsarten getrennt erklären. Dabei wird Drall normalerweise als eine um eine Strömung, welche um die Zylinderachse rotiert, definiert. Tumble bezeichnet ebenso eine rotierende Strömung, die aber um eine zum Zylinderrichtung senkrechte Achse dreht.

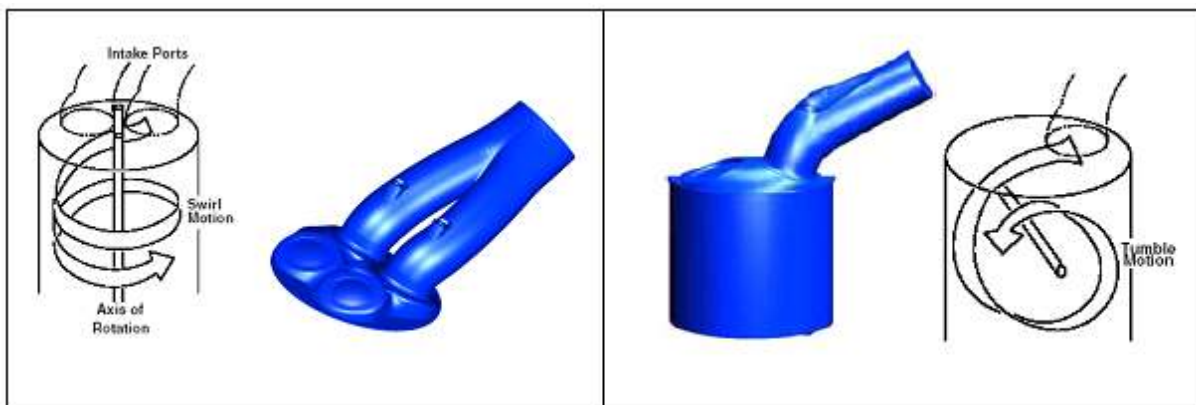


Abb.2.13: Swirl (links) und Tumble (rechts) Motion

Swirl erfolgt über einen Ansaug-Taktströmung mit anfänglichem Drehimpuls, sowie über eine Ventildesynchronisierung. In Dieselmotoren und anderen Schichtgeladenen Motoren dient der Swirl zur besseren Mischung der Frischluft zu dem eingespritzten Kraftstoff. Bei Ottomotoren erwirkt eine gewisse Swirl motion eine Beschleunigung der Verbrennung.

In Ottomotoren wird die kinetische Energie, die der Swirl und der Tumble einbringen, in Turbulenz umgewandelt, wodurch sowohl eine Beschleunigung des Verbrennungsprozesses als auch eine bessere Mischung der Luft mit dem Kraftstoff hervorgerufen wird. Eine ideale Verbrennung sollte am Ende der Verbrennung eine 100% Umsatzrate aufweisen. Dies bezüglich ist einen hohen Swirl gewünscht, wobei die Gefahr einer Auslenkung der Einzündungsflame auftritt, was zu instabilen Verbrennungsverhalten führt. Diese Auslenkung ist abhängig von der Lage der Zündkerze. Unterschiedliche Verbrennungsverläufe bei unterschiedlichen Motorenzyklen werden als Instabilitäten betrachtet.

Beachtet man die oben genannten Gründe, dann soll man einen Kompromiss zwischen benötigter Zylinderinnenströmung für eine bessere Mischung und einem stabilen Verhalten von Zyklus zu Zyklus finden.

Die Swirlströmung in einem laufenden Motor ist extrem schwierig zu ermitteln. Demgemäß werden stationären Prüfanlagen zur Ermittlung der Swirl angewendet. Eine solche Anlage wurde im 2.3.2.3. Flow coefficients geschildert. Auf die gleiche Weise, auf die jeder Ventilhub für jedes Ventil einem eigenen swirl coefficient entspricht, können Swirl und Tumble coefficients gemessen werden, in dem je ein Paddle wheel benutzt wird. Ist die Achse des Paddlewheels in der Richtung der Zylinderachse, dann ist er für Swirlmessungen bestimmt, ist sie senkrecht zur Zylinderbewegung, dann misst er Tumble.

Demnach, kann eine Berechnung des Swirl bzw. Tumble coefficients definiert werden, wobei im Wesentlichen die Rotationsgeschwindigkeit des Flügelrades bezogen auf die axiale Geschwindigkeit der Luft im Zylinder verglichen wird. Dies wird durch die Kenntnis der Drehgeschwindigkeit des Paddle Wheels erreicht. Ob Tumble oder Swirl bestimmt die Anordnung des Wheels:

$$C_s = \frac{\omega_p B}{U_{is}}$$

Wo:

C_s = Swirl bzw. Tumble Coefficient

ω_p = Drehgeschwindigkeit

B = Zylinderdurchmesser

U_{is} = Isentrope Geschwindigkeit

Swirl und Zylinderinnenströmung können einen großen Einfluss auf die Gemischaufbereitung, die Verbrennung, die Wärmeübertragung sowie auf die Emissionen haben. Darum übernehmen sie eine wichtige Rolle bei der Modellierung eines Motors. Allerdings stehen Swirl und Tumble Daten nicht immer zur Verfügung. In diesem Fall können auch andere Wärmeübergangsmodelle in Anspruch genommen werden. Ein sehr bekanntes klassisches Beispiel ist das vom Woschni im Jahr 1967 entwickelte Wärmeübergangsmodell. [13], [15], [16], [17], [18]

2.3.2.5. Rauigkeit

Die Rauigkeit bezeichnet die Oberflächenstruktur eines Stoffes. Sie quantifiziert die vertikalen Abweichungen zwischen einer realen Oberfläche und ihrer idealen Gestalt. Je höher die Abweichung, desto größer die Rauigkeit. Zur quantitativen Charakterisierung der Rauigkeit gibt es unterschiedliche Berechnungsverfahren, die jeweils auf verschiedene Eigenheiten der Oberfläche Rücksicht nehmen. Eins dieser Berechnungsverfahren zur Beschreibung der Rauigkeit ist die so genannte „Sand Roughness“. Nach diesem Verfahren bestehen raue Wände aus kugelförmigen Partikeln einförmigen Durchmessers, die dicht an der Oberfläche gepackt sind. Die Einheit, in der die Sand Roughness definiert ist, ist der mm.

Die folgende Tabelle illustriert die Sand Roughness Werte einiger von den im Motorbau meistverwendeten Stoffen.

Material	Sand Roughness (mm)
Drawn tubing, metal	0.0015-0.0025
Smooth plastic, fiberglass	0.0025
Flexible smooth rubber	0.025
Galvanized metals, smooth finish	0.025
Commercial steel	0.046
Wrought iron	0.046
Asphalted cast iron	0.12
Galvanized metals, normal finish	0.15
Steel pipe with light rust	0.25
Cast iron	0.26
Steel pipe with heavy rust	1.0

Bild.2.14: Rauigkeit einiger Werkstoffen

Bei der Konstruktion eines Motormodells übernimmt die Rauigkeit im Wesentlichen zwei Rollen. Auf der einen Seite beeinflusst sie den Druckabfall innerhalb eines Rohres. Auf der anderen Seite steht die Rauigkeit sogar im engeren Zusammenhang mit der Wärmeübertragungszahl. Dadurch wirkt die Rauigkeit auf die Temperatur des Gases im Rohr. [9], [13]

2.3.2.7. Brennverlauf

Die Physikalischen und chemischen Vorgänge während der Verbrennung werden in der Motorprozessrechnung voraussetzungsgemäß durch die Zufuhr der Brennstoffwärme \dot{Q}_B dargestellt. Der Brennverlauf bezeichnet die Ableitung dieser Wärme Einbringung nach dem Kurbelwinkel φ dar. Diese wird direkt proportional zur umgesetzten Kraftstoffmasse angesetzt:

$$\frac{d\dot{Q}_B}{d\varphi} = H_u \frac{dm_{Bv}}{d\varphi}$$

In der:

H_u = Heizwert in J/kg

m_{Bv} = Brennstoff im verbrannten Zustand in kg

Bildet man das Verhältnis der bis zu einem Zeitpunkt umgesetzten Brennstoffwärme Q_B zur insgesamt eingebrachten Brennstoffwärme $Q_{B,ges}$, erhält man die sogenannte Umsetzrate x , die den Anteil der umgesetzten Energie darstellt:

$$x(\varphi) = \frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,ges}}$$

Bei der Simulation des Motorprozesses ist die Wärmefreisetzung durch die Verbrennung zu definieren. Dies kann neben einer punktwisen Vorgabe d.h., für jede Position des Kolbens während der Verbrennung eine Umsetzrate definieren, oder einer direkten Verbrennungssimulation durch sogenannte Ersatzbrennverläufe erfolgen, die den Brennverlauf durch mathematische Funktionen annähern. Wählt man für die Brennverlauf einfache mathematische Funktionen, die eine Variation von Brennbeginn, Brenndauer und Brenngeschwindigkeit erlauben, kann deren Auswirkung auf verschiedene Motorparameter rasch untersucht und beurteilt werden.

Exponentialfunktionen zur Beschreibung des Brennverlaufs nach Wiebe fanden wegen ihrer Anschaulichkeit und einfachen Handhabung weite Verbreitung. Je nach Nomenklatur wird die Wiebe Funktion anders dargestellt. Durch folgenden Ansatz wird die Umsatzrate nach GT-Power definiert:

$$\frac{Q_B}{Q_{B,ges}} = x(\varphi) = CE \cdot [1 - e^{-WC(\varphi - SOC)^{(m+1)}}]$$

In der:

$$WC = \left[\frac{D}{BEC^{1/(m+1)} - BSC^{1/(m+1)}} \right]^{-(m+1)} = \text{„Main Wiebe constant“}$$

$$SOC = AA - \left[\frac{D \cdot (BMC)^{1/(m+1)}}{BEC^{1/(m+1)} - BSC^{1/(m+1)}} \right]^{-(m+1)} = \text{„Start of combustion“}$$

$$BMC = \ln(1 - BM) = \text{„Burned Midpoint Constant“}$$

$BSC = \ln(1 - BS)$ = "Burned Start Constant"

$BEC = \ln(1 - BE)$ = "Burned End Constant"

AA = „Anchor Angle“

D = „Duration“

m = „Wiebe exponent“

CE = Verbrennungseffizienz

BM = „Burned Fuel Percentage at Anchor Angle“

BS = „Burned Fuel Percentage at Duration Start“

BE = „Burned Fuel Percentage at Duration End“

[19]

2.3.2.8. Reibungsmodell

Der mittlere innere Arbeitsdruck p_{mi} ist die pro Hubvolumeneinheit und –Arbeitspiel geleistete Arbeit am Kolben. Der effektive mittlere Druck p_{me} folgt aus dem am Antrieb zur Verfügung stehenden Moment M_E . Die Reibungsverluste sind bestimmt durch die Differenz zwischen p_{mi} und p_{me} . Beim Aufbau eines Modells muss die Reibung p_{mr} gekannt sein. Wenn man am Prüfstand M_E messen kann, kann p_{me} so berechnet werden:

$$p_{me} = \frac{M_E \cdot \omega}{i \cdot n \cdot V_H}$$

In der:

ω = Radial Geschwindigkeit

i = 0.5 für 4-Takt-Motor

n = Drehzahl

V_H = Hubvolumen

Berechnet man aus dem pV-Diagramm p_{mi} wie folgt:

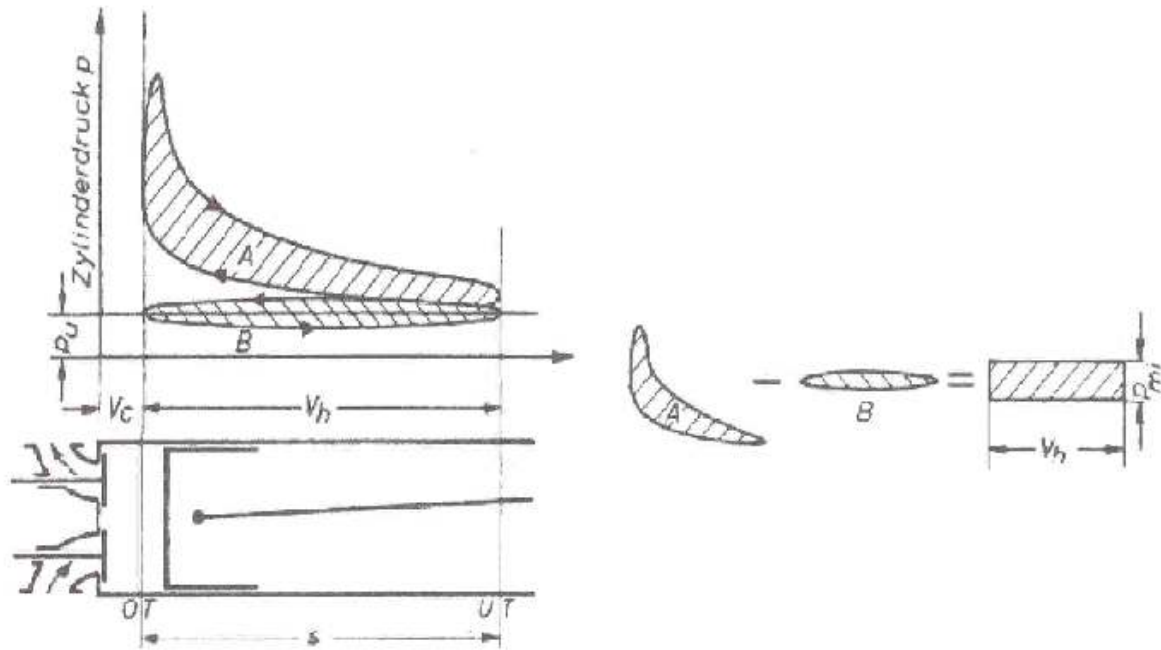


Abb.2.15: Berechnung von p_{mr}

Dann kann die Reibung für jede Last und Drehzahl berechnet werden:

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me}$$

3. Das Mittel zur Realisierung der Arbeit

3.1. GT-Suite

GT-Suite ist ein Computer Werkzeug für Modellierung bzw. Simulation in der Automobil Industrie. GT- Suite beinhaltet u.a. GT-Power. Zur Auswertung aller Ergebnisse wird GT-Post zum Einsatz gebracht.

3.1.1.GT-Power

Es gibt viele Simulationstools dieser Art, aber da der Lehrstuhl die bisherigen Modelle und Forschungsarbeiten mit GT-Power erstellt und durchgeführt hat, kommt dieses Tool auch für diese Arbeit zum Einsatz.

GT-Power basiert sich auf eine ein-dimensionale Gasdynamik, und bildet die Strömung und die Wärmeübertragung in den Leitungen und in anderen Elementen eines Motors. Zu dem Wärmeübertragung- und Strömungsmodellierung, sind im Programm viele andere für die Systemanalyse benötigte spezialisierte Modelle enthalten. GT-Power ist fähig dazu, die ganzen Eigenschaften von Motoren, wie der im unteren Modell dargestellt(Abb.3.1) zu modellieren und sogar mehr.

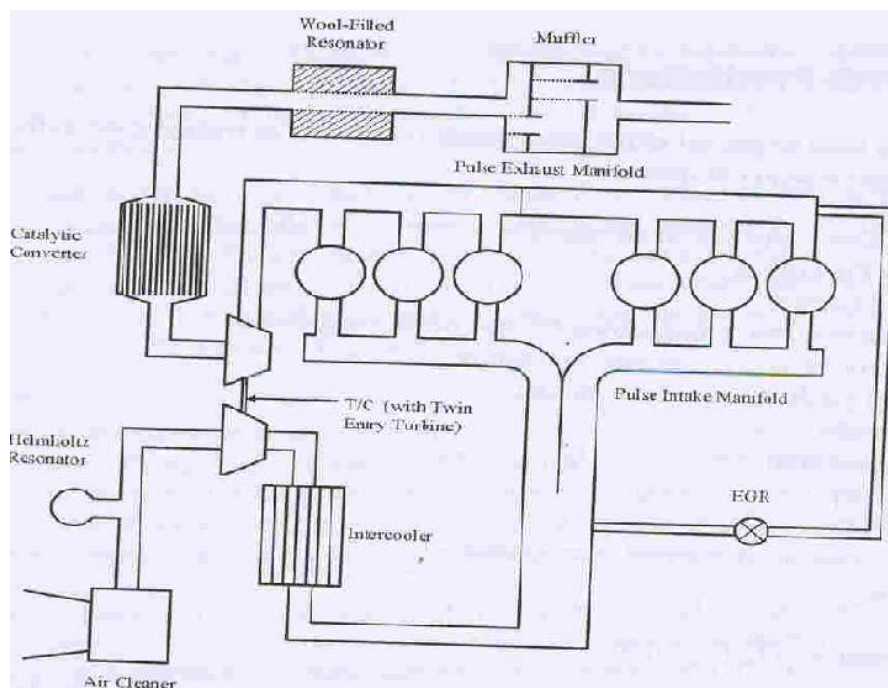


Abb.3.1: Modell eines Motors

Um einen Überblick über GT-Power zu bekommen, wird erstmal erklärt, wie ein Modell gebaut wird. In einem Model befinden sich mehrere „Parts“. Wenn jeder Part definiert ist und sie alle verbunden sind, dann hat man ein Lauffähiges Modell.

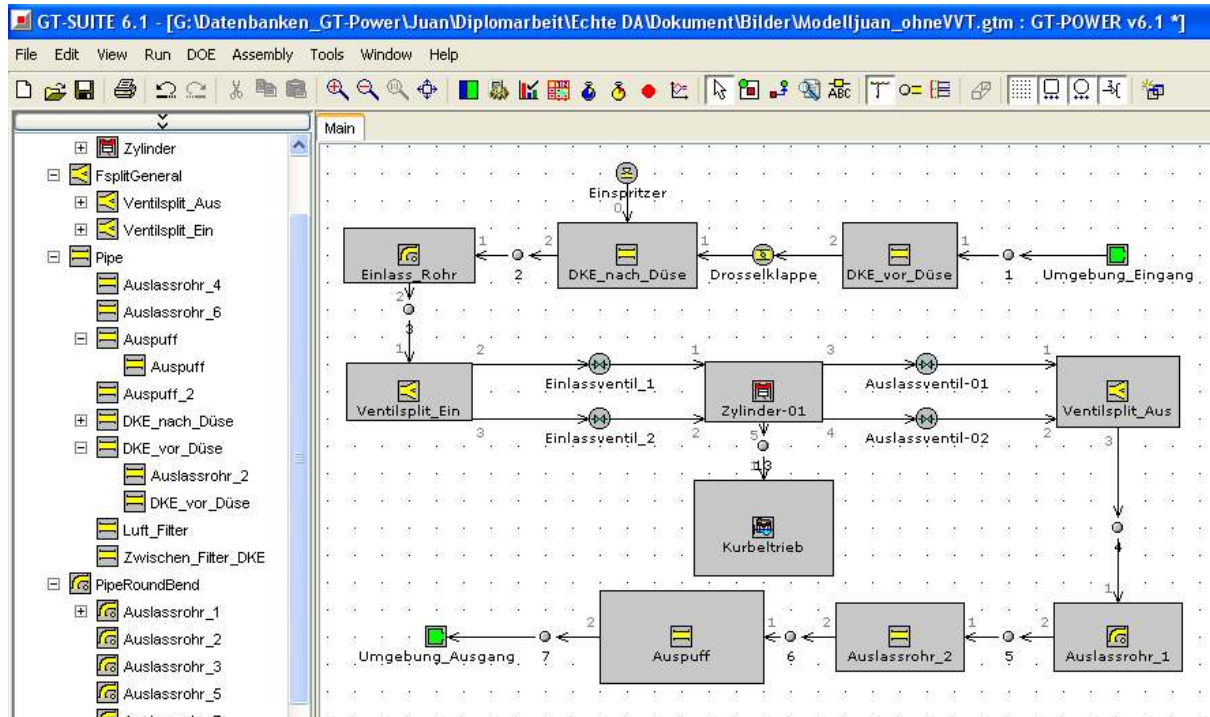


Abb.3.2: Motormodell in GT-Power

Wenn ein Modell in GT-Power aufgebaut wird, ist jedes Part des Modells wie das digitale Äquivalent zu dem wirklichen Part. Als Beispiel, sieht man in Abb.3.2 das Part „Auspuff“. „Auspuff“ ist ein virtueller Auspuff, der dem echten Auspuff, der im Motor montiert ist entspricht. Auch steht „Zylinder-01“ im Modell für den Zylinder im Motor selbst. Die Modellierung in GT-Power geht also um die virtuelle Herstellung des Motors bzw. die Montage von allen virtuellen Komponenten. Wie wird dann der virtuelle Motor hergestellt? Jedes Part wird unidirektional mit den folgenden verbunden, dabei wird darauf geachtet, dass die Verbindung in der Strömungsrichtung, die über die Pfeile definiert wird, gemacht wird. Aber um die Parts verbinden zu können muss man sie auch definieren, und dass ist am wichtigsten beim Aufbau. Wenn man will, dass das Modell zuverlässig der Realität entspricht, dann ist entscheidend, dass die Eigenschaften jedes Parts genauso definiert wurde, wie das Part in Wirklichkeit ist.

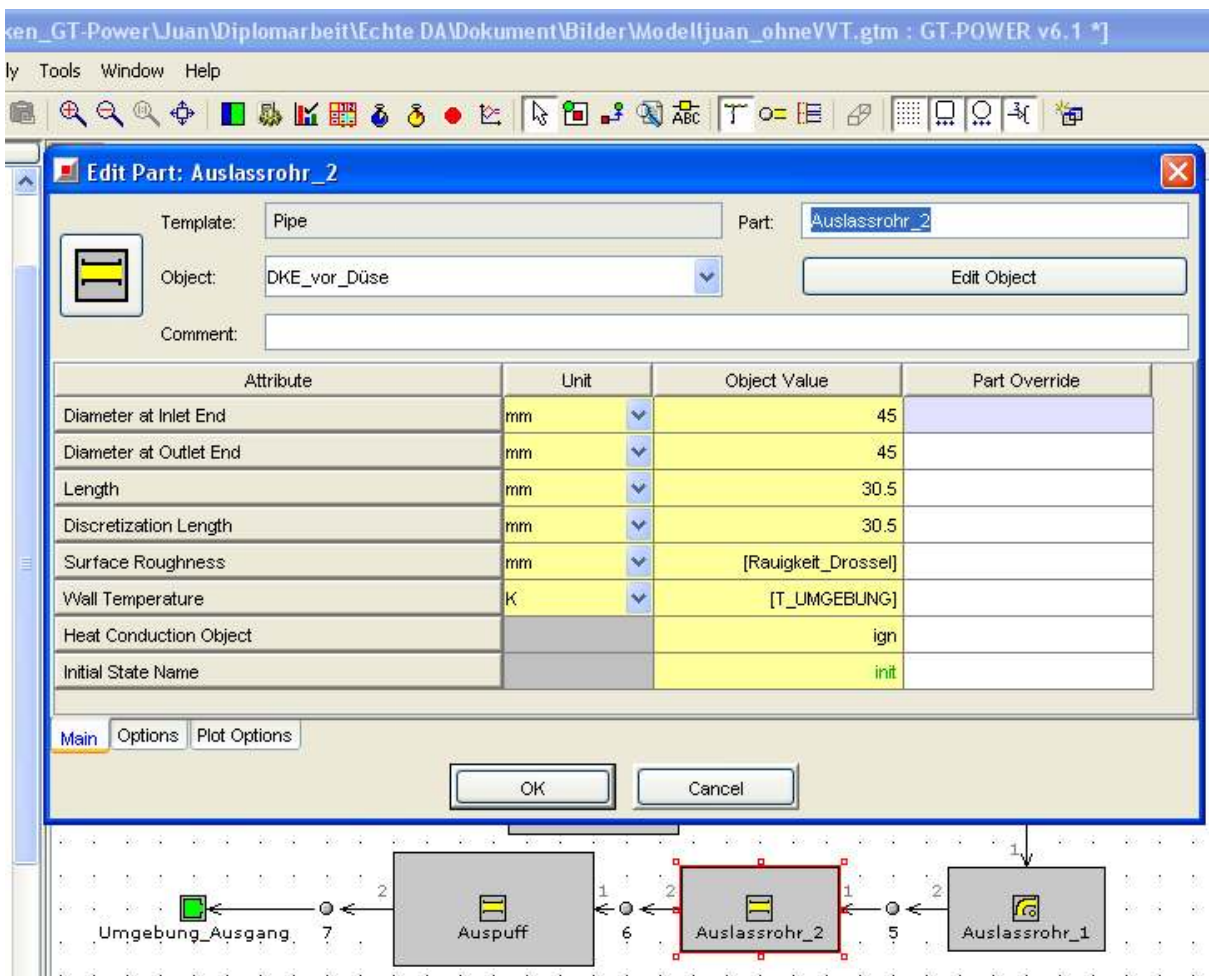


Abb.3.3: Edit Part Menü eines Rohres in GT-Power

Über das „Edit Part“ Menü kann man jede Eigenschaft eines Teils definieren. In der Abb.3.3. zum Beispiel sieht man dieses Menüs für ein Rohr, für das Länge, Durchmesser und Temperatur u.a. definieren werden können. Solch ein Teil wie der Zylinder ist zwar etwas komplexer zu definieren, aber letztendlich ist immer noch das Ziel, die Zylindereigenschaften vollständig zu hinterlegen.

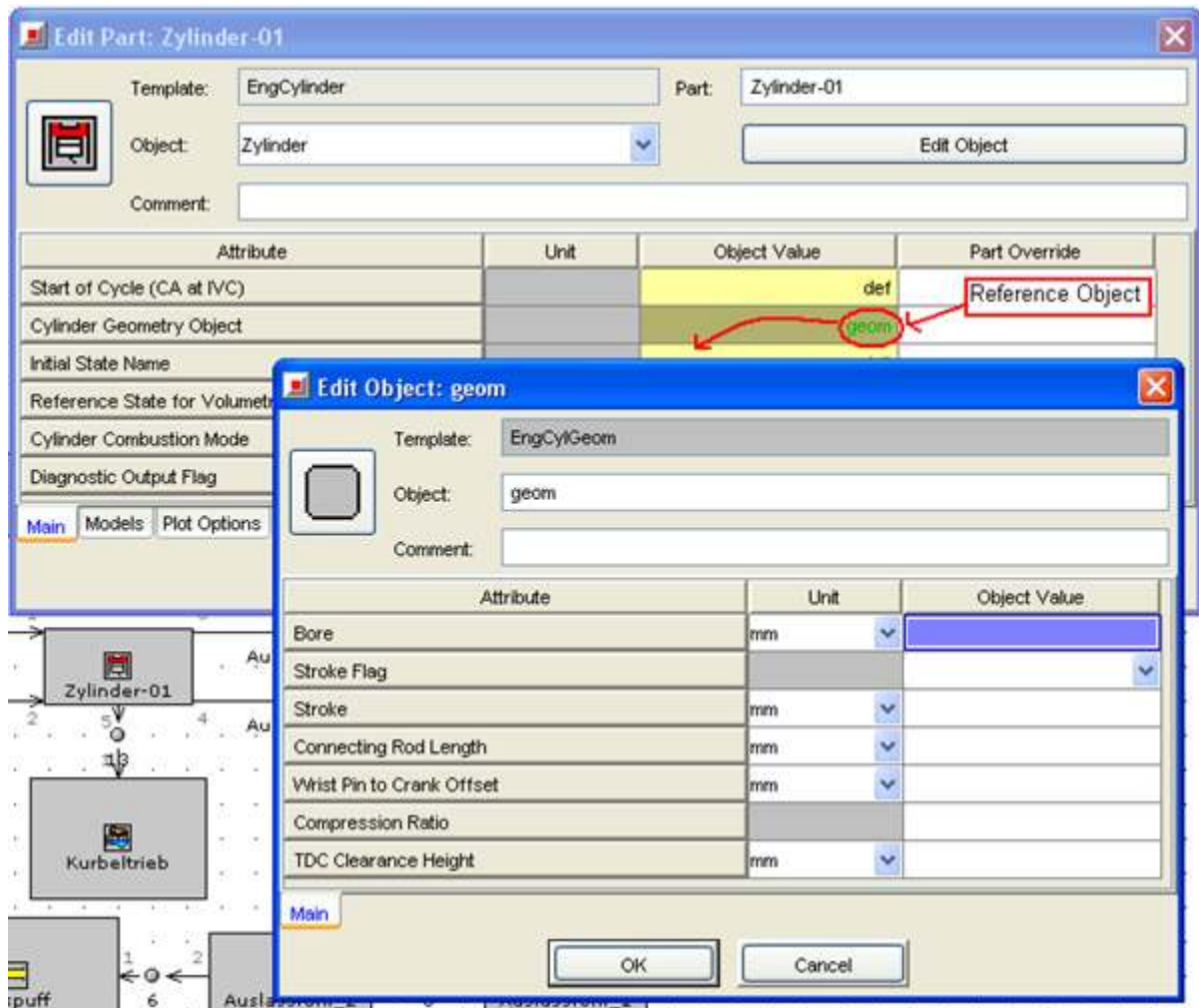


Abb.3.4.a: Edit Part Menü eines Zylinders, Geometrie

In der Abb. 3.4, sieht man wie geometrische Eigenschaften (Abb.3.4.a) oder Brennverlaufmodelle (Abb.3.4.b) mittels eines „Reference Object“ (Abb.3.4.a und Abb.3.4.b) eingetragen werden können. Mit den Reference Objects ist es möglich komplexere Aspekte eines Parts zu definieren. Gilt als Beispiel, die Festlegung der Geometrie im Zylinder oder die Bestimmung der Brennfunktion über eine Wiebe Funktion.

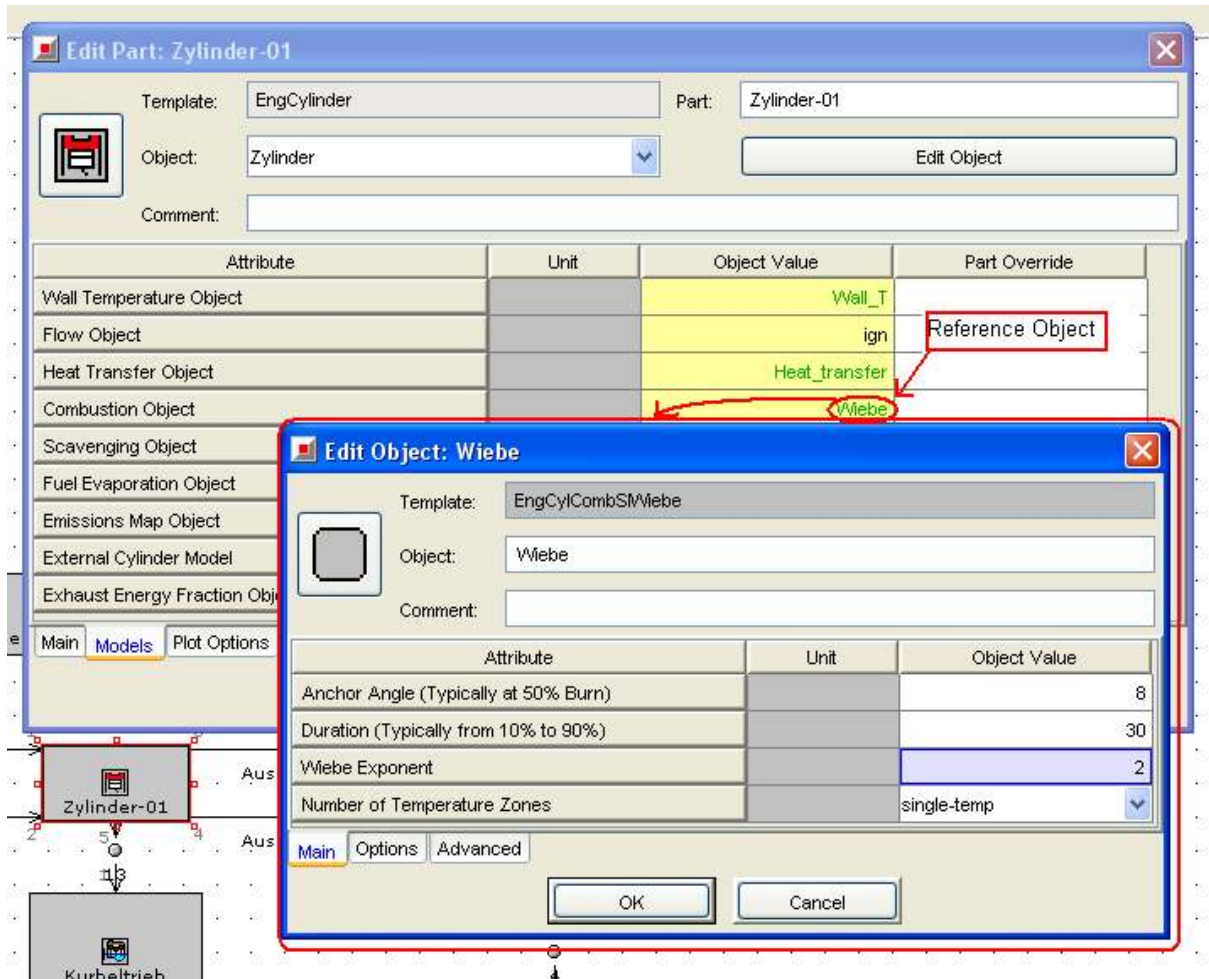


Abb.3.4.b: Edit Part Menü eines Zylinders, Verbrennung

3.1.1.1. Nützliche Werkzeuge

Um ein gutes Modell von einem Motor zu erzeugen, muss es so nah wie möglich der Realität entsprechen. Dafür ist es notwendig viele Proben mit dem Simulationsprogramm durchzuführen. GT-Power beinhaltet einige Hilfsmittel, die die Bedienung des Programms optimieren, wodurch die Arbeit produktiver wird, und den Weg zum endgültigen Modell vereinfacht wird.

Signal Monitor

Ein "Signal Monitor" ermöglicht es die Werte, die man betrachten will, online zu evaluieren. Mit dem Feature kann man echtzeitig das heißt, während die Simulation läuft, sehen was in irgendeinem Bereich geschieht. In Abb.3.5 wird gezeigt, wie zwei

Signal Monitor, dafür verwendet werden, den Druck im Abgaskanal und im Saugrohr darzustellen.



Abb.3.5: Indizierung des Abas- und Ansaugdruck Mittels des Signal Monitor

Case Setup

Um ein Modell abzugleichen gibt es viele Parameter, die ständig geändert werden müssen entweder um den Einfluss in die Resultaten zu bestimmen, oder um Einflüsse verschiedenster Parameter auf das Verhalten des Motors zu erarbeiten, und näher zum gewünschten Ziel zu kommen. Im Menü „Case Setup“ kann man einfach sämtliche Parameter ändern und verschiedene „Case“ simulieren lassen. Als Case wird jede Variante von einem Modell bezeichnet in der, das Basis Modell unverändert bleibt, aber irgendein Parameter geändert wird. Ein Parameter wird definiert, in dem beim Eintragen der Eigenschaften eines Teils, den Namen des Parameters in Klammern geschrieben wird (Abb.3.3). So wird er als Parameter erkannt und im Case Setup Menü erscheinen.

Optimizer

Über den „Optimizer“ kann man ein Ziel für einen Bestimmten Parameter einstellen. Das Ziel wird durch Variation von einem Anderen Parameter erreicht. Mittels dieser

Fähigkeit des Programms, kann z.B ein gezieltes Drehmoment erreicht werden bei einer Anpassung des Drosselklappenwinkels.

Active-Dial

Durch den „Active Dial“ kann man Online, während die Simulation auf dem Signal Monitor läuft, Parameter ändern und sich den Einfluss ansehen.

3.1.2.GT-Post

GT-Post ist ein Datei Behandlung Werkzeug. Es wird benutzt um die Ergebnisse von GT-Power auszuwerten. Bei einem Simulation Project, ist es wichtig die Verschiedene Ergebnisse, für die unterschiedliche eingetragene Datei zusammen betrachten zu können. GT-Post bietet die Möglichkeit an, verschiedene „Instantaneous Plots“, das ist, ein Wert wird dargestellt in Abhängigkeit von dem Kurbelwellenwinkel, auf dem gleichen Diagramm darzustellen. In Abb.3.6 kann man verschiedene Abgasdruckverläufe in Abhängigkeit von ° KW, für verschiedene Drehzahlen sehen.

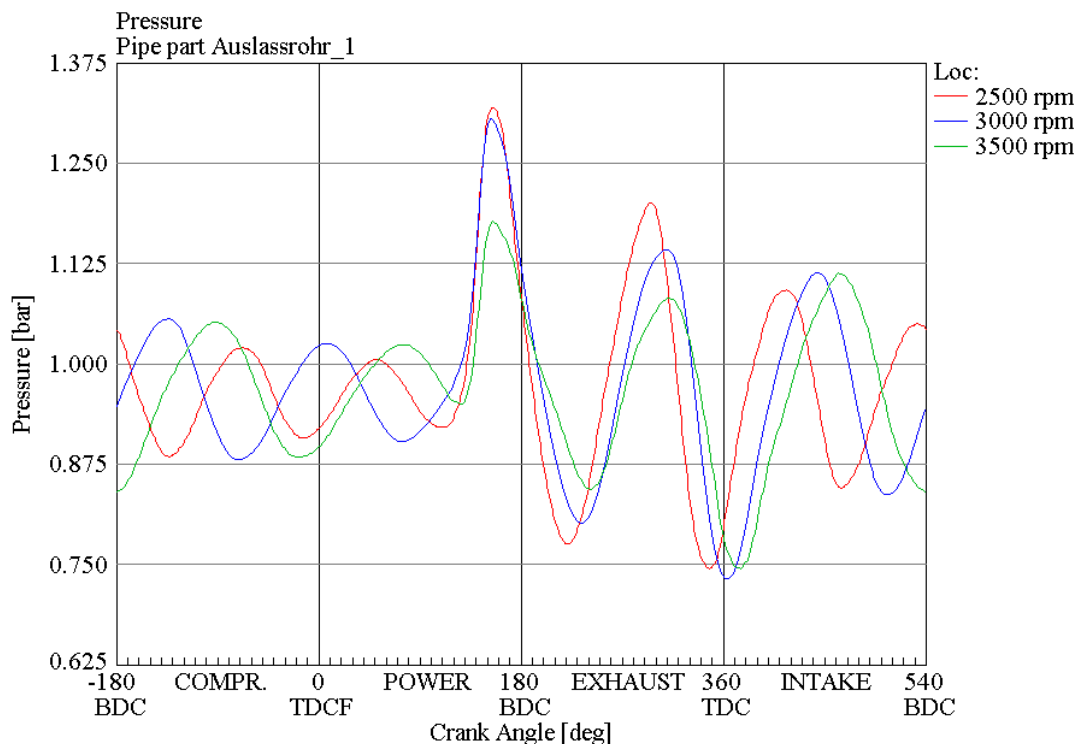


Abb.3.6: Verschiedene Druckverläufe im Abgas für verschiedene Drehzahlen

Die andere sehr nützliche Besonderheit von GT-Post, nennt sich „Case Result Plots“. Sie sind sehr nützlich zum Auswerten von Resultaten von Simulationen mit mehreren Cases, in denen eine bestimmte Variable sich von case zu case ändert.

Mit Hilfe von GT-Power, wird das Modell gebaut. GT-Post und andere Besonderheiten helfen dabei, das Modell anzupassen, und in dem Sinne das definitive Modell zu erreichen. Sollte man schon ein endgültiges Modell haben, dann besitzt man eine Virtuelle Replik von dem echten Motor, mit der man den originalen Motor untersuchen kann.

3.2. Beschreibung des Prüfstandes

Am Prüfstand wird der Motor vermessen bzw. betrieben, von dem das Modell abgeleitet wird. Der Motor ist ein Serien-Motor, der später in ein Motorrad montiert und gefahren wird. Der Versuchsmotor ist der Einzylinder Motor von der BMW 650 GS, der von der Firma Rotax hergestellt wurde. Da der Umbau und die Vermessung des VVT-Zylinderkopfes den zeitlichen Rahmen dieser Arbeit überschreiten würde, wird in dieser Diplomarbeit die Vermessung des Grundmotors und der Aufbau des Basissimulationsmodells beschrieben und erarbeitet. Die Einführung des VVT-Systems wird dennoch in Zukünftigen Projekten stattfinden.

Es handelt sich um einen 650 Einzylinder Vier-Takt-Motor. Weil dieser ein großer Durchmesser und infolgedessen ein großer Brennraum für einen Zylinder ist, werden Original zwei Zündkerzen montiert. Im Labor wird die Maschine aber nur mit einer Zündkerze betrieben. Zündaussetzer oder schlechte Verbrennungen hat man wegen der einzigen Zündkerze nicht gemerkt. Die Abgasanlage bleibt unverändert vom originalen Motor. Die Sauganlage allerdings wurde gekürzt. Jetzt beträgt die Länge des Ansaugkanals nur etwa 15 cm. und der Luftfilter wurde durch einen mit einen geringeren Widerstand ersetzt. Diese Auslegung ist günstig für höhere Drehzahlen und Lasten. Die Drosselklappe ist auch nicht die original sondern wird eine von einer Ducati verwendet.



Abb.3.7: Bild von der Sauganlage

3.2.1. Messen am Versuchsmotor

Um die verschiedenen Punkte zu fahren, die für die Auswertung und für den Ausblick notwendig sind, werden Last und Drehzahl über die Drosselklappe und eine Bremse an der Antriebswelle geregelt.



Abb.3.8: Anlage für Steuerung der Bremse und der Drosselklappe

3.2.2. Besondere Teile

Bisher wurde der Motor beschrieben aber weil einige er nicht mehr im Motorrad montiert ist fehlen einige Nebenaggregate. Daher werden besondere Teile zum Betreiben des Motors benötigt.

Wasserversorgung: Es gibt eine zentrale Wasserversorgung für das ganze Labor. Für die Kühlung des Wassers wird ein Wärmetauscher gebraucht mit dem das heiße Wasser, das von allen Prüfständen im Labor kommt, abgekühlt wird. Bei uns wird Kühlwasser benötigt für die Kühlung des Motors selbst d.h., für den Wasserkreis im Zylinder und im Zylinderkopf, für die Kühlung der Kraftstoffwaage und für die Kühlung des Abgassensors.

Benzinversorgung: Das Benzin wird mittels einer Kraftstoffwaage bereit gestellt. Im Labor ist ein großer Benzintank, dessen Kraftstoff in die Kraftstoffwaage geleitet wird. Dank der Waage bleibt das Benzin bei einer gewünschten Temperatur. Die verbrauchte Menge kann auch bestimmt werden und somit der spezifische Verbrauch berechnet werden.

Druckluftversorgung: Druckluft wird für die Betätigung einer Klappe, die den Abgasdrucksensor schützt, gebraucht. Um Vibrationen zu minimieren wird der Prüfstand während des Betriebes angehoben, dafür ist auch Druckluft nötig.

Absaugung: Eine Absaugung ist am Ende des Auspuffes montiert. So wird das Abgas nach Aussen geführt.

3.2.3. Messtechnik

Anders als bei dem Konventionellen Motor ist aus Forschungsgrunde der Einsatz von Messgeräte, einer Indizierung und einem externen Steuergerät in einem Versuchsmotor notwendig.

Die Druckverläufe im Abgas- und Ansaugkanal und im Zylinder sind sehr wichtigen Informationen zur Analyse des Motorverhaltens. Um diese Kurven bestimmen zu können werden verschiedenen Sensoren verwendet. Es werden auch andere Sensoren benutzt für die Temperatur im Abgas, die Umgebungslufttemperatur die Temperatur des Kühlwassers im Zylinderkopf und den Umgebungsdruck. Für die Indizierung des Abgas- und Ansaugdruckes werden Niederdrucksensoren verwendet. Der Ansaugdruck Sensor ist nach der Drosselklappe montiert und der Abgasdrucksensor ist am Anfang der Abgasanlage installiert. Der Abgasdrucksensor muss dazu abgekühlt werden, was mit Kühlwasser erfolgt. Der Hochdrucksensor, der zur Messung des Zylinderdrucks dient, ist in einer Zündkerze integriert. Diese Sorten von Zündkerzen sind speziell für die Forschung bestimmt und kommen in Serien Pkw- oder Motorradmotoren nicht zum Einsatz. Die Sensoren messen den Druck zu jedem Grad Kurbelwinkel aber das, was man zur Auswertung dieses Druckes braucht wird durch die sogenannte Messkette zur Indizierung beschrieben. Piezoelektrische Sensoren erzeugen eine elektrische Ladung (Einheit $\text{pC} = \text{Picocoulomb}$), die proportional zur Belastung also zum Druck ist. Mittels eines Ladungsverstärkers wird der Druck als eine elektrische Spannung dargestellt. Mit einem Auswertegerät, einem Programm für die Indizierung, das auf einem Rechner läuft, kann die elektrische Spannung als eine Druckkurve dargestellt und ausgewertet werden.

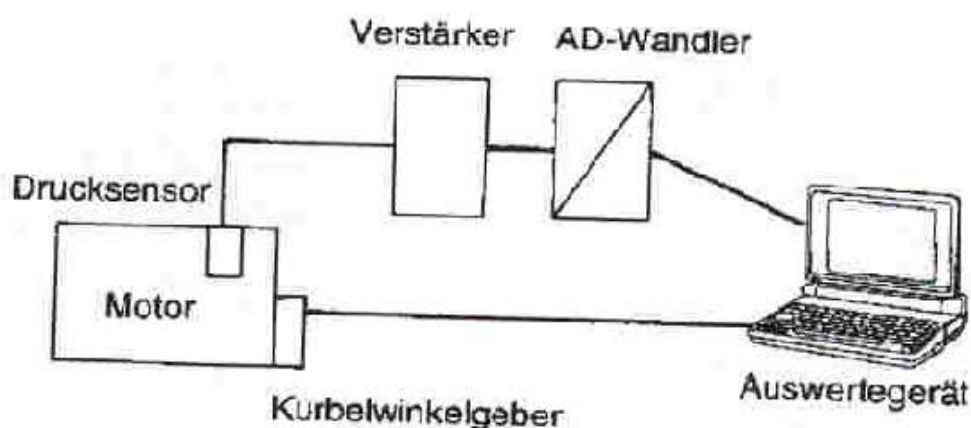


Abb.3.9: Messkette für die Zylinderdruckindizierung

Um absolute Werte des Zylinderdrucks zu erhalten muss die Messkette, ausgehend vom Druckaufnehmer bis nach Verstärker kalibriert werden. Der Verstärker muss vor der Messung eine Zeit lang eingeschaltet sein, um Temperaturdriften im Messsystem zu vermeiden. Am Verstärker müssen die Kalibrierwerte des benutzten Druckaufnehmers und die notwendige Verstärkung eingestellt werden. Nachdem der Verstärker eingestellt ist muss der Druckaufnehmer mit einer Hochdruckwaage geeicht werden. Das folgende Bild stellt das Prinzip einer Hochdruckwaage dar.

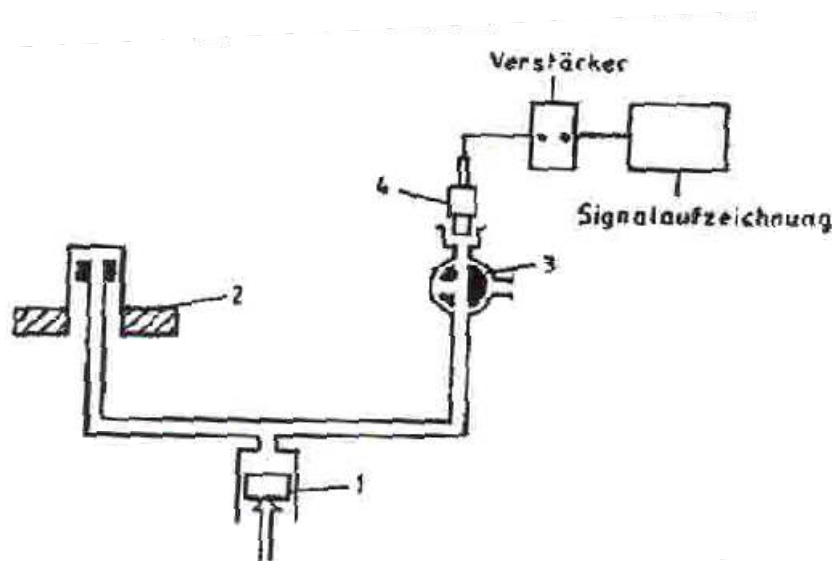


Abb.3.10: Prinzipdarstellung einer Hochdruckwaage

Das Rohrleitungssystem der Waage muss blasenfrei mit Öl gefüllt sein. Der Druckaufnehmer (4) wird an einem Ende des Systems fest verschraubt und an die Messkette angeschlossen. Durch Eindrehen des Kolbens (1) wird der Druck im gesamten System erhöht. Bei genügend hohem Druck erhebt sich das Messgewicht (2). Durch Rotation des Messgewichtes wird die Reibkraft am Kolben minimiert und so die Messgenauigkeit erhöht. Das Messgewicht wird so ausgelegt, dass der maximal zu erwartende Zylinderdruck gemessen werden kann.

Für die Niederdrucksensoren verfügen wir über modernere Ladungsverstärker die teilweise automatisch kalibriert werden können. Jeder einzelner Sensor hat eine individuelle Empfindlichkeit. Zum Kalibrieren muss diese Empfindlichkeit für jeden Sensor in seinen entsprechenden Ladungsverstärker eingetragen werden. [20]

3.2.4. Indizierung und Steuergerät

Für die Indizierung und für das Steuergerät müssen noch andere Informationen gesammelt werden. Elektronische Steuergeräte für Verbrennungsmotoren benötigen zur exakten Steuerung von Zündung und Einspritzung eine Information über die aktuelle Position der Kurbel- und Nockenwelle. Das „Ref Signal“ wird von einem inkrementalen Sensor, der an der Kurbelwelle des Motors ist gegeben und dient zur Bestimmung der Drehzahl. Der Sensor besteht aus einem Rad mit Zähnen. Dieses „Ref Signal“ geht direkt ins Steuergerät. Der Winkelmarkengeber wird hauptsächlich dafür verwendet, die Position der Kurbelwelle zu bestimmen und als Hilfe wurde auch das OT-Signal für das Steuergerät benutzt. Der Winkelmarkengeber hat 3600 Inkremente und ein besonderes Inkrement das man Relativ zum geometrischen OT (oberer Totpunkt) messen kann. So weißt man wo OT ist. Das Signal, die aus dem Winkelmarkengeber kommt muss aber bearbeitet werden. Daraus ergibt sich das „Sync signal“. Das Signal vom Winkelmarkengeber kommt in eine Box, die aus den 3600 Inkremente nur eine macht und zwar kommt aus der Box raus nur das „Sync Signal“, von dem besonderen Inkrement. Anschließend geht das „Sync Signal“ ins Steuergerät und in die Indizierung. Der Winkelmarkengeber ist normalerweise nur für die Indizierung gedacht aber weil es keinen OT-Sensor im Zylinderkopf gibt, haben wir das Signal vom Winkelmarkengeber auch als OT-Signal für das Steuergerät.

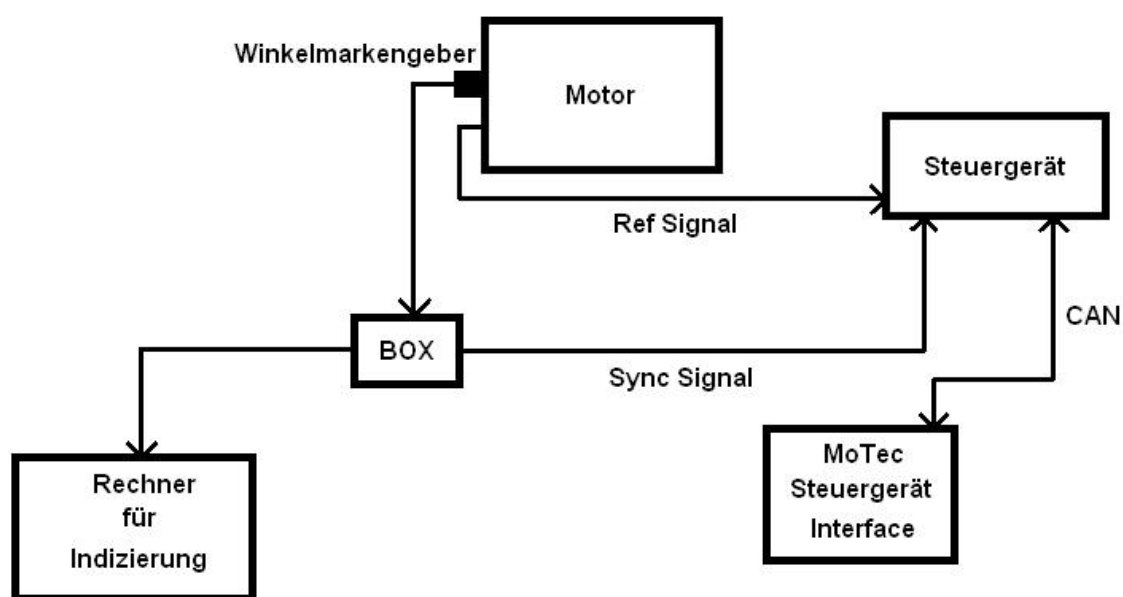


Abb.3.11. Schematische Darstellung der Indizierung

In die Indizierung werden die Druckkurven in Abhängigkeit vom Kurbelwellenwinkel dargestellt. Auf der Weise kann man die Druckverläufe im Abgas, in der Sauganlage als auch im Zylinder betrachten und auf die Daten Zugriff haben, die später ausgewertet werden können.

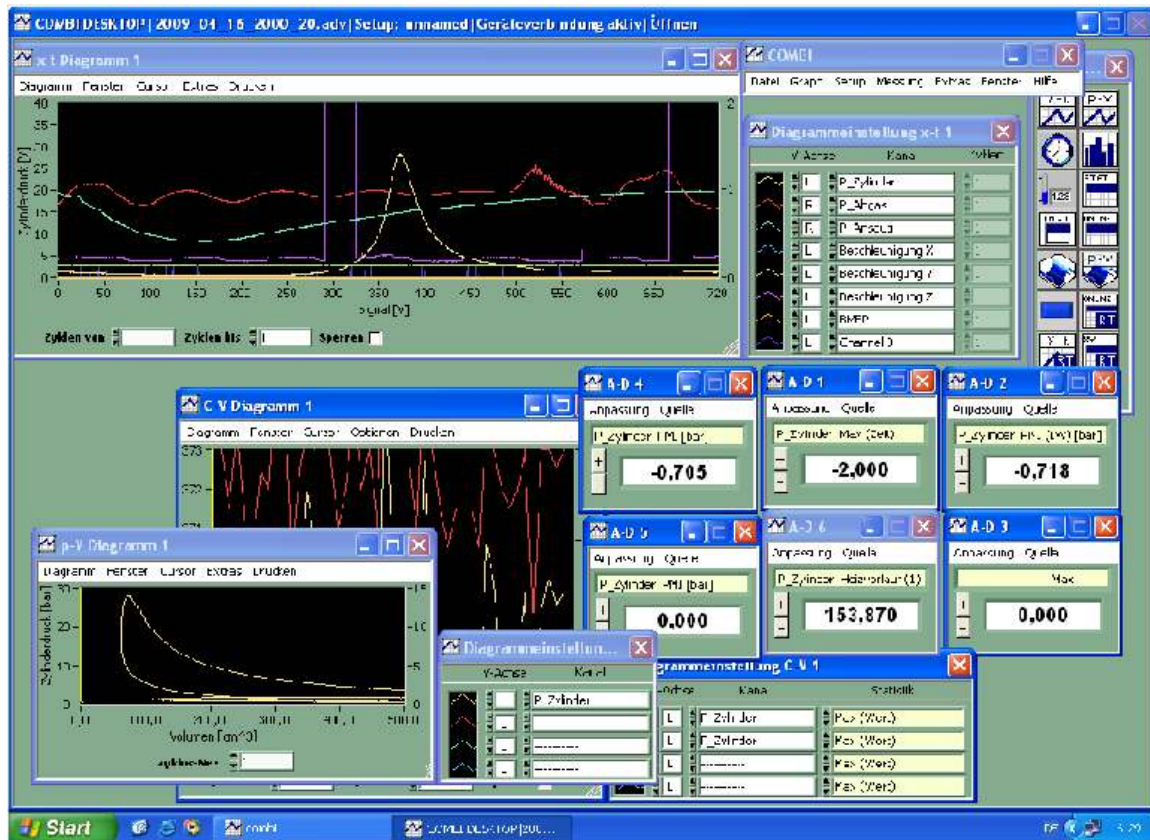


Abb.3.12: Rechner für Indizierung

Zu dem „Sync. Signal“, geht das „Ref Signal“ auch ins Steuergerät. Es wird mit einem Rechner Konfiguriert der über eine CAN Conection mit dem Steuergerät verbunden ist. Das Steuergerät ist ein freiprogrammierbares Steuergerät und ist für Zündung und Einspritzung zuständig, welche manuell im Rechner eingetragen werden müssen. Es gibt Kennfelder für die Einspritzung und für den Zündzeitpunkt so dass für jede Last und Drehzahl die erforderliche Einspritzmenge und der passende Zündzeitpunkt appliziert werden kann. [1]

3.2.5. Abgasmessanlage

Bei der Forschung mit einem Motor darf man sich nicht auf Verbrauch und Leistung beschränken. Die Rolle der Schadstoffe in der Verbrennungskraftmaschine wurde im Punkt 2.1.1 beschrieben. Mit einer Abgasmessanlage werden NO_x, CO, O₂ und HC gemessen.

4. Das Modell

Wenn es um den Aufbau eines Modells geht das Erste, dass man berücksichtigen muss ist die Geometrie des Motors. Infolgedessen ist die Vermessung am Motor der erste Schritt. Anschließend sollten diese Geometrische Eigenschaften in das Modell eingetragen werden. Wenn das schon gemacht ist, wird es nicht mehr verändert, denn die Geometrie des Motors ist keine Variable sondern steht fest.

Der zweite Schritt ist die Anpassung der Variablen. Anhand der Information, die direkt am Motor gemessen wurde wie Druckkurven im Abgas, in der Sauganlage und im Zylinder, werden die verschiedenen Variablen der Simulation so angepasst, dass die Ergebnissen aus der Simulation möglichst gut der Realität entspricht.

Der Einfluss, der die verschiedene Variablen haben werden in den folgenden Punkten erläutert.

4.1. Basiskonstruktion

4.1.1. Randbedingungen

Der Umgebungsdruck sowie die Umgebungstemperatur wurden am Prüfstand gemessen. Im Prinzip müsste man sie direkt in das Modell eintragen. Allerdings sind kleine Veränderungen gemacht. Die Umgebungsdruck wurde anders in der Einlassseite als in der Auslassseite definiert. Dies wurde aufgrund der Absaugung gemacht. Die Absaugung erzeugt einen Unterdruck und so ist der Druck in der Auslassseite kleiner als in der Einlassseite. Gemessen wurden 1.04 bar aber bei betrachtung der Druckkurven hat man gemerkt, dass einige kleine Anpassung nötig war. In den Abb. 4.1.a und 4.1.b, sieht man beispielsweise wie der Druck in der Einlassseite von 1.04 bar zu 1.05 bar geändert werden musste. Dies wurde für den Punkt 3000 rpm / 40% Last. Für andere Punkte hat man den Umgebungsdruck in der

Einlassseite nicht ändern müssen. In der Auslassseite ist der Umgebungsdruck auf 0.97 bar eingestellt.

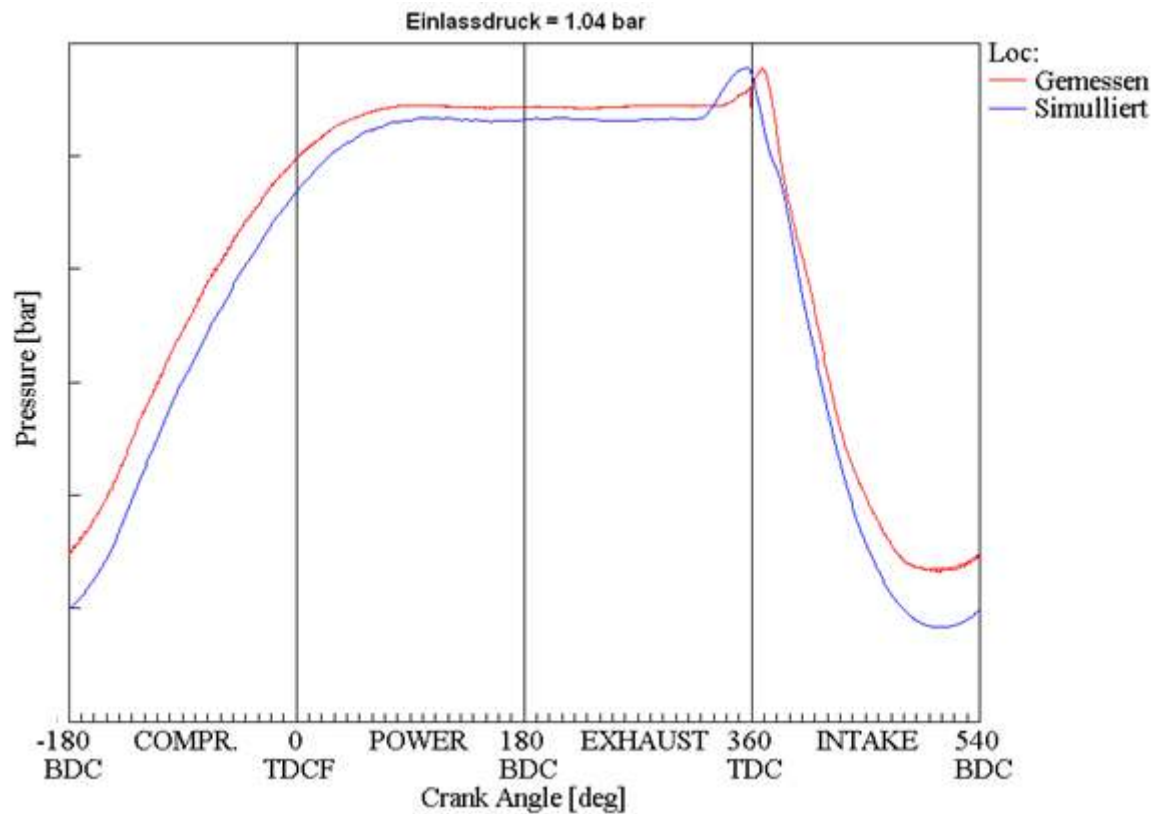


Abb. 4.1.a: 3000 rpm / 40% Last bei Einlasdruck = 1.04 bar

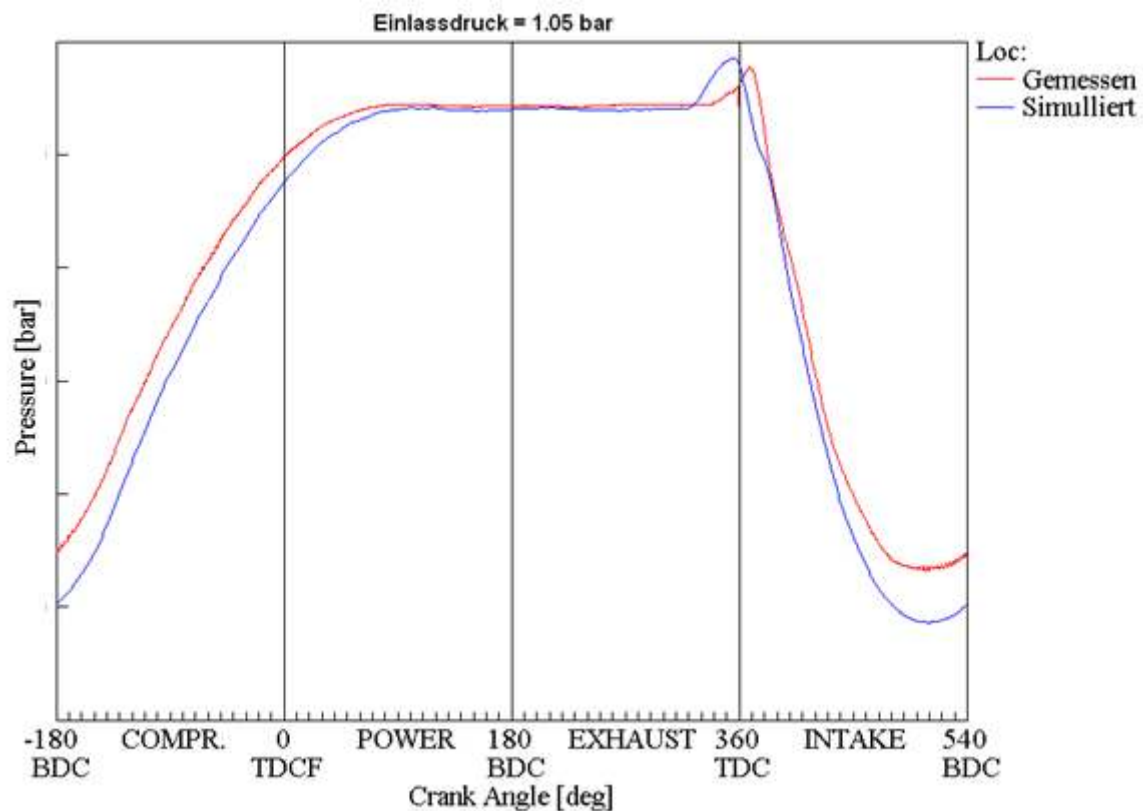


Abb.4.1.b: 3000 rpm / 40% Last bei Einlassdruck = 1.05 bar

Die Umgebungstemperatur ist für alle Punkte wie am Prüfstand gemessen, also 20°C.

4.1.2. Geometrische Eigenschaften

Das endgültige Modell besteht aus folgenden Komponenten, die in den Punkten 4.1.2.1. bis 4.1.2.3 geschrieben sind:

4.1.2.1. Sauganlage

Die Sauganlage ist in GT-Power so eingetragen wie im Labor gemessen wurde. Die Bestandteile des Luftfilters werden in der Abb.4.2. dargestellt:



Abb.4.2: Luftfilter

Der Rest der Sauganlage besteht aus den Komponenten der Abb.4.3:

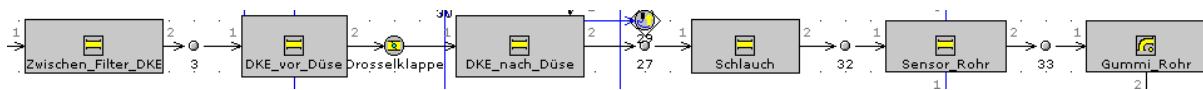


Abb.4.3: Sauganlage

Nach dem Luftfilter kommt „Zwischen_Filter_ DKE“ (Links) und nach „Gummi_Rohr“ (Rechts) kommt der Ventilsplit, der zu den Ventilen führt.

Die Drosselklappe ist zwischen „DKE_vor_Düse“ und „DKE_nach_Düse“. In ihrem Template müssen Durchmesser und Drosselklappenwinkel sowie Flow Coefficients für jeden Winkel definiert werden. Diese Flow Coefficients hat man von alten Projecten erhalten.

Die Einspritzdüse spritzt in das rohr „DKE_nach_Düse“. Weil die am Prüfstand gefahrenen Punkten mit $\lambda = 1$ geregelt wurden, hat man in GT-Power $\lambda = 1$ als Ziel eingetragen. Die Einspritzmenge um $\lambda = 1$ zu fahren bestimmt das Programm anhand von der Plazierung der Einspritzdüse, dem Einspritzzeitpunkt, der Einspritzrate und der Art von Kraftstoff. Diese Werte müssen vorgegeben werden.

Der Sensor, der den Einlassdruck misst, ist im „Sensor_Rohr“ montiert.

4.1.2.2.Ventile, Zylinder und Kurbelgehäuse:

In den Ventilen müssen die Hubkurven und die Spreizung eingetragen werden. Die Auslass- und Einlassspreizung beträgt 110° KW. Für die endgültige Auslegung der Hubkurven hat man die original Auslegung genommen und das Ventilspiel durch entsprechende Kürzung der Rampen in den Hubkurven hinterlegt.

Ausserdem sind die Flow coefficients in den Ventilen je nach Hub definiert. Dies wird im Punkt 4.4. Flow Coefficients ausführlich beschrieben.

Im Zylinder muss man erstens die Geometrie des Zylinders eintragen. Die Bohrung muss definiert werden sowie Pleuel, Hub und Verdichtungsverhältniss. Zusätzlich müssen die Vorgänge, die im Zylinder stattfinden modelliert werden. Diese entsprechen die Brennfunktion und die Wärmeübergang Zylinder-Wassermantel-Aussen. Diese zwei Phenomänen werden in den Punkten 4.2. Brennfunktion un 4.3. Heat Transfer im Zylinder jeweils erklärt.

Ein wichtiger Punkt in der Modellierung des Kurbelgehäuses ist das Reibungsmodell. Die Reibung ist anders je nach Last und Drehzahl. Wie die Reibung für jeden Punkt berechnet wurde ist im Punkt 4.5.3. Reibung geschieldert.

4.1.2.3. Abgasanlage:

Die Abgasanlage besteht aus verschiedenen Stahlrohren. Vom Zylinder und bis zum Auspuff ist alles gemessen, d.h., Länge und Durchmesser der verschiedenen Strecken wurden gemessen und in GT-Power definiert. Der Abgasdrucksensor ist im „Auslassrohr_1“ also direkt nach dem Zylinder installiert. In der Abb.4.4. sind die verschiedenen Rohre dargestellt, die die Abgasanlage bis zum Auspuff beschreiben.



Abb.4.4: Abgasanlage

Den Auspuff hat man auf der Basis der „Try and error“ modelliert d.h., weil wir nicht über die Geometrie des Endschalldämpfers verfügt haben, ist der Endschalldämpfer als zwei Rohren mit einem Katalysator inzwischen modelliert („Auspuff_1“, „Vorkat“, „Kat“, „Nachkat“ und „Auspuff_2“). Das erste Rohr hat den selben Durchmesser der restlichen Teile der Abgasanlage und das zweite ist als ein grosses Volumen modelliert. Durchmesser und Länge dieser zwei Rohren wurden als Variablen betrachtet, mit deren Anpassung die aus der Simulation resultierenden Abgasdruckkurve, möglichst nah zu der gemessenen Kurve kommen sollen. Die andere Variable ist die Geometrie des Katalysators, welche als ein Zylinder mit zahlreiche pipes drinnen modelliert wurde. Anfangs hat man mit einem Lastpunkt gearbeitet (3000_30) und eine passende Geometrie gefunden aber da wenn das Modell schon fertig ist, die Geometrie des gesamten Motors (Auspuff inklusive) nicht geändert werden darf, hat man einen Kompromiss finden müssen mit dem für alle Punkte die Realität gut getroffen ist. Eine Darstellung des Auspuffes ist in der Abb.4.6. zu sehen.

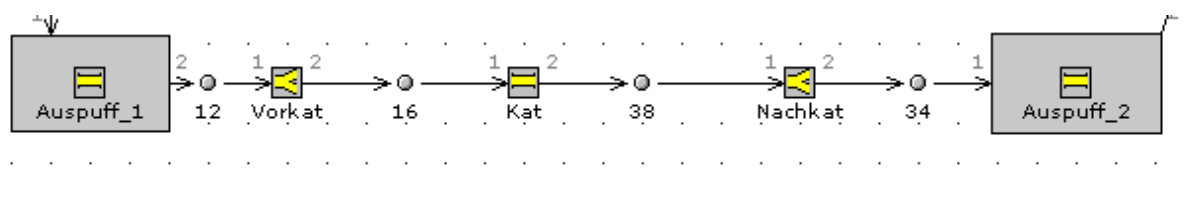


Abb.4.5: Auspuff

4.1.3. Rauigkeit

Die Rauigkeit der verschiedenen Komponenten, die das Modell bilden wurden von der Tabelle in der Abb.2.14 genommen.

4.2. Heat Transfer im Zylinder

Für die Modellierung der Wärmeübergang im Zylinder wurde das Woschni Modell gewählt. Aus einer CFD Simulation von einer vorherigen Arbeit hatte man Swirl und Tumble Motion Koeffizienten, die dafür benutzt werden können die Wärmeübergang mit Berücksichtigung der wirklichen Strömung im Zylinder zu simulieren. Weil das Ergebniss mit und ohne Betrachtung des Swirls und des Tumbles gleich war, wurde ein rechnungsgünstiger Modell gewählt: Das Woschni Modell. In der Abb.4.6. ist zu erkennen, dass es keinen Unterschied zwischen die zwei Modelle gibt.

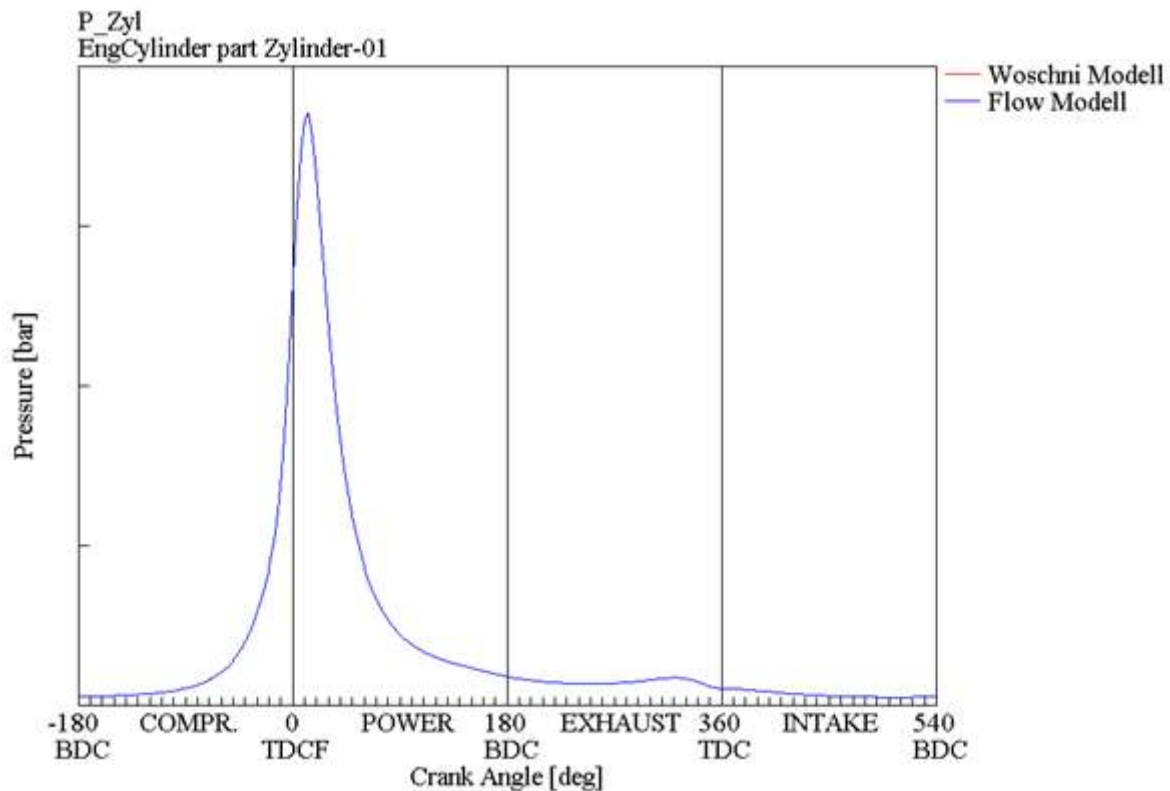


Abb.4.6: Vergleich Zylinderdruck zwischen Woschni und Flow Modell

Ein Parameter der einen grossen Einfluss auf die Simulation hat ist der „Convection Multiplier“. Weil die Wandwärmeverluste vom Zylinder nicht gemessen wurden, kann diese mittels des „Convection Multiplier“ beeinflusst werden. Je grösser dieses Parameter, desto grösser ist die Wärmeübergang und umgekehrt. Es gilt deswegen je kleiner der „Convection Multiplier“, desto grösser der effektive mittlere Druck, p_{me} , und so wurde in der Auswertung p_{me} durch die Veränderung des „Convection Multiplier“ angepasst. In dem Punkt 5. Auswertung wird detaillierter erklärt was das genau heisst.

4.3. Flow Coefficients und Swirl number

Die Flow Coefficients stellen die Strömungswiderstand dar. Die theoretische Definition der Flow Coefficients wurde im Punkt 2.3.2.3. Flow Coefficients gegeben. Die „Forward“ Richtung wird so definiert: Im Einlasskanal vom Luftfilter bis zum Zylinder und im Auslasskanal vom Zylinder zur Abgasanlage. Umgekehrt wird als „Reverse Flow Coefficient“ definiert. Im Modell spielen die Flow Coefficients eine Rolle sowohl in der Drosselklappe als auch in den Ventilen. In der Drosselklappe werden Flow Coefficients für jeden Drosselklappenwinkel, von 0° bis 90° , definiert. Die Flow Coefficients wurden für jeden Ventilhub berechnet. Die Werte von den Flow Coefficients hat man aus einer CFD Simulation bekommen. Weil die Einlasskanäle symmetrisch sind, sind die Flow Coefficients für die zwei Einlassventile gleich. Die Auslasskanäle sind nicht symmetrisch und deswegen sind die Flow Coefficients für das Auslassventil 1 und für das Auslassventil 2 unterschiedlich. . Die Swirl Number für jeden Ventilhub wurde aus einer Simulation eines alten Projektes erhalten. Tumble Motion wurde im Modell nicht berücksichtigt.

4.4. Heat Transfer außerhalb des Zylinders

Es kann auch Wärmeübergang im Saugrohr und in der Abgasanlage geben. In dem aufgebauten Modell wurde der Wärmeübergang in der Einlassseite vernachlässigt wegen der niedrigen Temperatur dort. Sie entspricht praktisch der Umgebungstemperatur. In der Abgasanlage ist das anders. Im Abgas werden Temperaturen von mehr als 900°C erreicht, folglich muss der Wärmeübergang in der Abgasanlage berücksichtigt werden. Dieser Wärmeübergang wird von GT-Power anhand der Abgastemperatur, der Umgebungstemperatur und des Stoffs des Abgases berechnet. Diese sind alle bekannte Daten, die definiert worden sind.

4.5. Was für jede Last und Drehzahl geändert wird

Oben wurden geschrieben die allgemeinen Eigenschaften des Modells, das ist, was im Modell unverändert bleibt egal was für einen Lastpunkt und Drehzahl gefahren wird. Es gibt einige Sachen, die je nach Punkt anders sind. Sie werden in den folgenden Punkten erklärt.

4.5.1. Drehzahl und Drosselklappenwinkel um den Punkt anzupassen

Ein Lastpunkt ist definiert über eine Drehzahl und eine Last, was äquivalent mit dem effektiven Mitteldruck ist. In Abhängigkeit der Fahrwiderstände resultiert aus einem bestimmten Drosselklappenwinkel eine unterschiedliche Drehzahlen und Lasten. Die Steuerung des Modells erfolgt ebenfalls über die Drosselklappe.

4.5.2. Brennfunktion

Was der Brennverlauf ist, wurde im Punkt 2.3.2.7. Brennverlauf erklärt. Der Brennverlauf hängt von der Drehzahl und von der Last d.h., dass jedem Punkt eine verschiedene Brennfunktion gehört. Für die Simulation ist die Wiebe Funktion als Ersatzbrennfunktion benutzt. So kann man den Brennverlauf mittels drei einzige Parameter beschreiben. Diese sind das Wiebe Exponent die Brenndauer und der „Anchor Angle“ d.h., der Punkt wo die Verbrennung eine 50% Umsatzrate erreicht hat.

Mit den theoretischen Grundlagen als Ansatzpunkt, kann man den Brennverlauf aus dem Zylinderdruck herleiten. Wenn man auf diese Brennfunktion die Wiebe Funktion legt, dann muss man die drei Parameter ändern bis die zwei Kurven gleich bzw. fast gleich sind. Die Wiebe Funktion ist eine Ersatzbrennfunktion die im Kapitel 2.3.2.7 erklärt wurde. Das Ergebniss sieht man in folgender Abbildung:

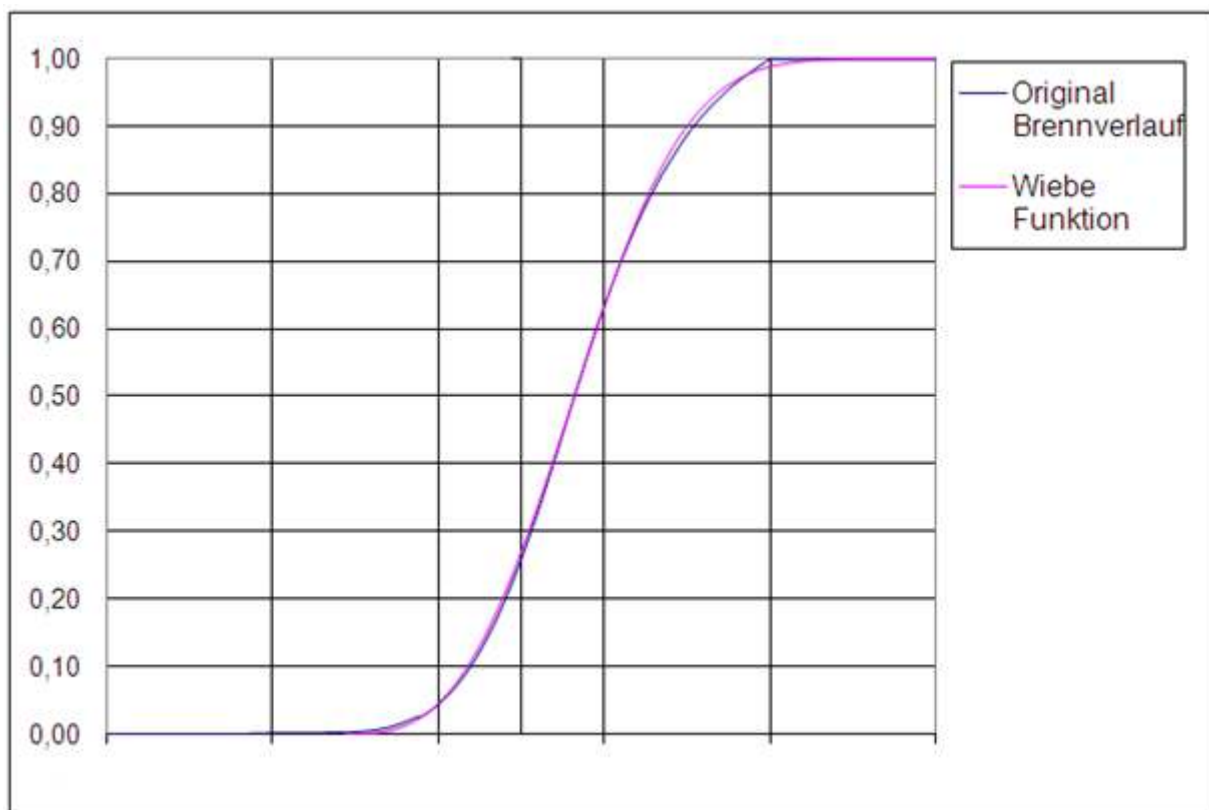


Abb.4.7: Beispiel der Anpassung einer Wiebe Funktion zu dem Brennverlauf

4.4.3. Temperaturen im Abgas

Die Abgastemperatur ist ein notwendiger Wert für die Simulation. Sie wird zum Beispiel benutzt um die Wärmeübergang vom Abgas in die Umgebungsluft zu berechnen. Diese Temperatur ist unterschiedlich je nach Lastpunkt. Sie steigt mit steigender Last und mit steigender Drehzahl. Infolgedessen muss sie integriert werden für jede Berechnung für jede Last und Drehzahl. In das Modell werden die am Prüfstand gemessenen Abgastemperatur eingetragen für die unterschiedlichen Lastpunkten.

4.4.4. Reibung

Im Punkt 2.3.2.8 wurde beschrieben wie der mittlere innere Arbeitsdruck p_{mi} und der effektive mittlere Druck p_{me} berechnet werden. Daraus ergibt sich die Reibung als die Differenz zwischen innerem und effektivem Druck. In das Modell muss für jeden Punkt die Reibung eingetragen werden, die aus den Ergebnissen, die am Prüfstand gemessen wurden hergeleitet worden sind.

5. Auswertung

Im Total wurden am Prüfstand 20 Punkte gefahren und entsprechend 20 Punkte simuliert also, 20 Modelle aufgebaut eins für jeden Punkt. Es gibt fünf verschiedenen Lastpunkten: Von 20% Last bis 60% Last in Schritten von 10%. Jeder Lastpunkt wird auf vier verschiedenen Drehzahlen gefahren: Von 2000 rpm bis 5000 rpm in Schritten von 1000 rpm. So ergibt sich ein 20-Punkte Kennfeld. Um denn Kennfeld zu vervollständigen, müsste der Volllast und grössere Drehzahlen gefahren werden. Dies konnte wegen unseres Winkelmarkengensbers nicht gemacht werden. Er ist nur für bis 6000 rpm geeignet und ab 5000 rpm ungefähr wurden die Ergebnissen nicht mehr verwertbar. Wie im Punkt 4. Das Modell beschrieben, sind die Modelle gleich bis auf die Drehzahl und den Drosselklappenwinkel, den Brennverlauf, die Abgastemperatur und die Reibung. Die Vorgehensweise für die Auswertung der 20 Lastpunkten ist dieselbe:

1. Definition der Ranbedingungen.
2. Simulationsprozess und Ergebnisse.
3. Überprüfung des Drosselklappenwinkels.
4. Druckkurven.

5.1. 3000 rpm / 40% Last

In diesem Kapitel wird der Prozess für den Lastpunkt 3000 rpm / 40% Last ausführlich beschriben.

5.1.1. Definition der Randbedingungen

In diesem Absatz werden die Randbedingungen festgestellt, die für die Simulation für diesen Punkt festgelegt wurden. Diese entsprechen der Drehzahl, dem Drosselklappenwinkel, der Wiebe Funktion, der Reibung, dem Umgebungsdruck und der Abgastemperatur. In der folgenden Tabelle sind Drehzahl und Drosselklappenwinkel dargestellt.

3000 40	Wert
Drehzahl [rpm]	3000
DK Winkel [°]	29

Abb.5.1: Drehzahl und Drosselklappenwinkel

Mit den Coeffizienten der Wiebe Funktion wird folgender Brennfunktion erzeugt:

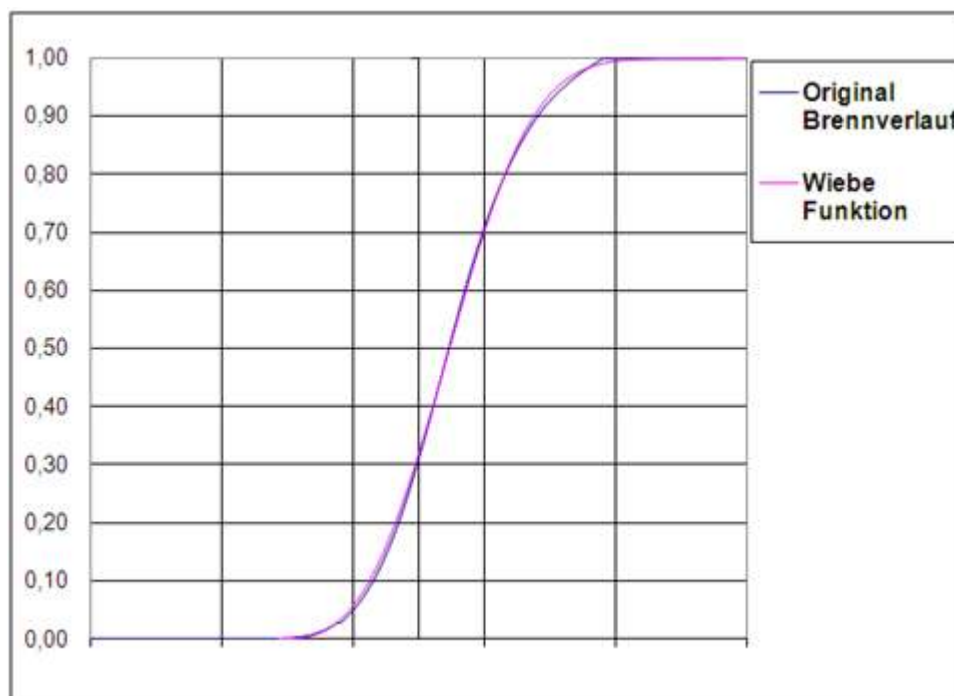


Abb.5.2: Wiebe Funktion

Man merkt, dass die Wiebe Funktion gut zu dem echten Brennverlauf passt bis auf die obere Ecke, wo der Brennverlauf tatsächlich eine Ecke hat. Der Grund dafür ist

die Art wie die Berechnung des Brennverlaufes gemacht ist. In Wirklichkeit ist die Brennfunktion nicht eckig aber in der Berechnung wurde das Ende der Funktion nicht geglättet. Weil man die Verbrennungsdauer zwischen 10% und 90% definiert hat ist diese Abweichung nicht wichtig und kann man behaupten, dass die Brennfunktion gut angepasst ist.

Die noch fehlende Randbedingungen werden in der Abb.5.3. dargestellt:

3000 40	Abweichung [%]
P Einlass [bar]	0.962
P Auslass [bar]	1.042
T Abgas [°C]	0.000

Abb.5.3: Umgebungsdruck und Abgastemperatur

5.1.2. Simulationsprozess und Ergebnisse

Die Ergebnisse aus der Simulation sind der effektive mittlere Druck p_{me} oder BMEP (im Englischen: Brake Mean Effective Pressure in bar), die Ladungswechselarbeit PMEP (Pumping Mean Effective Pressure in bar) und der spezifische Kraftstoffverbrauch BSFC (Brake Specific Fuel Consumption in g/kWh). Da die Reibung in das Modell integriert wurde, wird p_{mi} (mittlerer innerer Druck) stimmen wenn p_{me} stimmt und umgekehrt.

3000 40	Abweichung [%]
BMEP [bar]	0
PMEP [bar]	0.66
BSFC [g/kWh]	5.57

Abb.5.4: Numerische Ergebnisse

GT-Power verfügt über ein Tool, das „Optimizer“ heisst. Die Simulation wurde auf BMEP optimiert über den „Convection Multiplier“ das heisst, dass das Programm den „Convection Multiplier“ ändert bis die Simulation den gewünschten BMEP erreicht. Der endgültige „Convection Multiplier liegt bei 1.32. Der gewünschte BMEP ist der effektive mittlere Druck, der am Prüfstand gemessen wurde. Der simulierte BMEP ist also derselbe wie der gemessene. Warum BMEP mit dem „Convection Multiplier“ optimiert wurde hat auch einen Grund. Da der Einlassdruck vor dem Zylinder im Wesentlichen von dem Drosselklappenwinkel abhängig ist, wurde der Drosselklappenwinkel so gewählt, dass die Einlassdruckkurve aus der Simulation zu der gemessene passt. So weiss man, dass der eingetragene Winkel der Realität entspricht. Wenn der Drosselklappenwinkel fest steht, dann hängt der Druck im Zylinder stark von den Wandwärmeverlusten und zwar wird hauptsächlich der Spitzendruck im Zylinder beeinflusst. Der Druck am Ende des Arbeittaktes wird kaum von den Wandwärmeverluste beeinflusst. Dieses Thema ist in der Arbeit sehr wichtig und wird im Punkt 5.1.4. Druckkurven, bei der Analyse des Zylinderdrucks weiter diskutiert

5.1.3. Überprüfung des Drosselklappenwinkels: Einlassdruck

Sehr wichtig im Modell ist quasi die Feststellung, dass der Drosselklappenwinkel, der in das Modell eingetragen wurde derselbe ist wie der, mit dem Der Motor im Wirklichkeit gelaufen ist. Eine Methode, mit der man dies feststellen kann ist die Anpassung des Einlassdruckes. Der Einlassdruck vor dem Zylinder hängt hauptsächlich von dem Drosselklappenwinkel. Infolgedessen war der erste Schritt die Feststellung des Drosselklappenwinkels anhand der Einlassdruckkurve. Die folgende Abbildung zeigt wie der Simulierte Einlassdruck zu dem gemessenen passt:

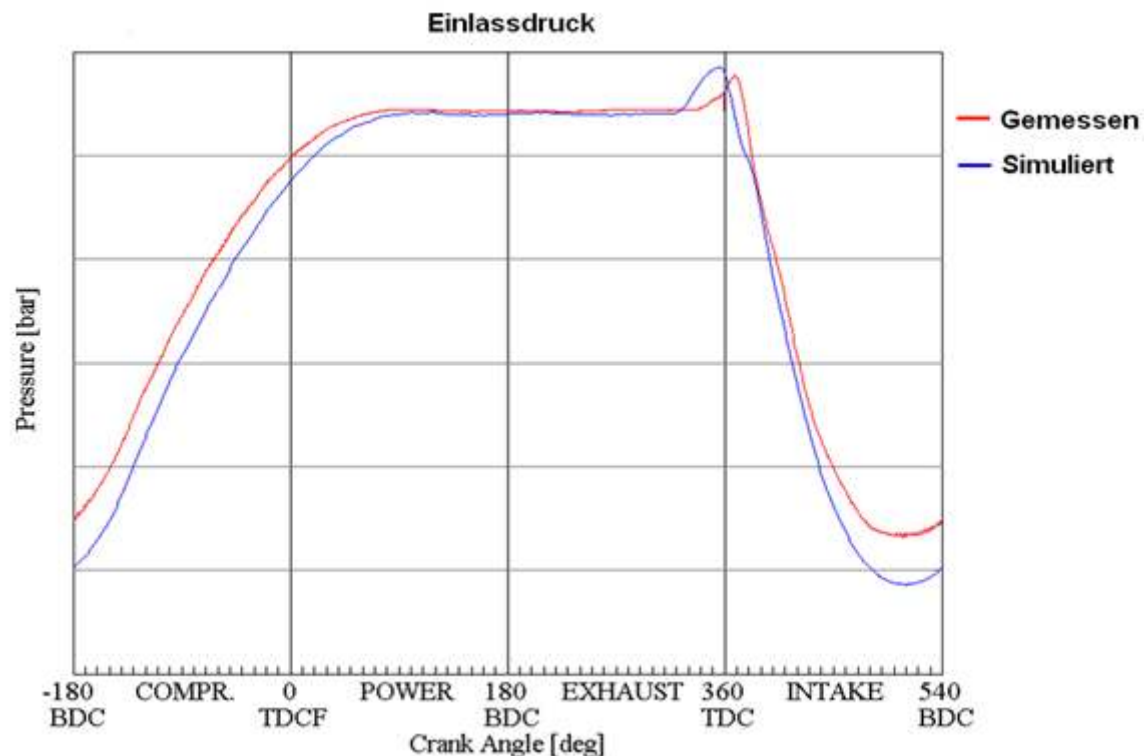


Abb.5.5: Einlassdruck für den Punkt 3000 rpm / 40% Last

Der Einlassdruck stimmt. Der simulierte Druckabfall bei der Öffnung der Einlassventilen ist grösser als der gemessene. Das ist in der Abbildung vollkommen deutlich aber man muss sich auch bewusst sein wie die Skala ist. Eigentlich die Maximale Druckabweichung gegen Ende des Ansaugtaktes beträgt nur etwa 0.06 bar. Allerdings wird dieser Effekt bei der Analyse des Zylinderdrucks kommentiert.

Es fällt noch ein sehr wichtiges Merkmal auf bei der Betrachtung der Einlassdruckkurve. Der Motor fängt an zu saugen bei Umgebungsdruck. Das Verhalten ist also wie das von einem entdrosselten Motor. Das ist so weil der Ansaugstrecke sehr kurz ist und weil es auch keinen Sammler gibt. Aus diesem Grund steigt der Druck bis zum Umgebungsdruck. Weil das Volumen nach der Drosselklappe sehr klein ist, kann es nach dem Ansaugvorgang innerhalb eines Zyklus wieder komplett gefüllt werden. In diesem Fall gibt es sogar eine flache Strecke. In anderen Punkten ist es nicht so. Die Länge der flachen Strecke bzw. ob es eine flache Strecke gibt ist davon abhängig wie schnell der Motor dreht und wie weit offen die Drosselklappe ist. Je höher die Drehzahl und je kleiner der Drosselklappenwinkel, desto kleiner die flache Strecke. Durch den kleinen Querschnitt bei fast geschlossener Drosselklappe, hat die Luft nicht genügend Zeit

innerhalb eines Zyklus das Volumen hinter der Drosselklappe zu füllen. Obwohl in allen Fällen der Druck nach dem Schliessen der Einlassventile in Richtung Umgebungsdruck steigt, wird im extrem Fall (ein zu kleiner Drosselklappenwinkel oder eine zu hohe Drehzahl) die Umgebungsdruck nicht erreicht. Trotzdem wird gesaugt bei einem höherem Druckniveau als bei einem Motor mit Sammler und langen Saugstrecke.

5.1.4. Druckkurven

5.1.4.1. Abgasdruck

Wie schon gesagt wurde ist die Geometrie der Abgasanlage nicht bekannt. Dies führt zu einer Unsicherheit in der simulation der Abgasdruck und daher zu einer Abgasdruckkurve die nicht ideal ist aber es weiter zum Optimieren gilt. Die Abgasdruckkurve wird in der Abb.5.6. dargestellt:

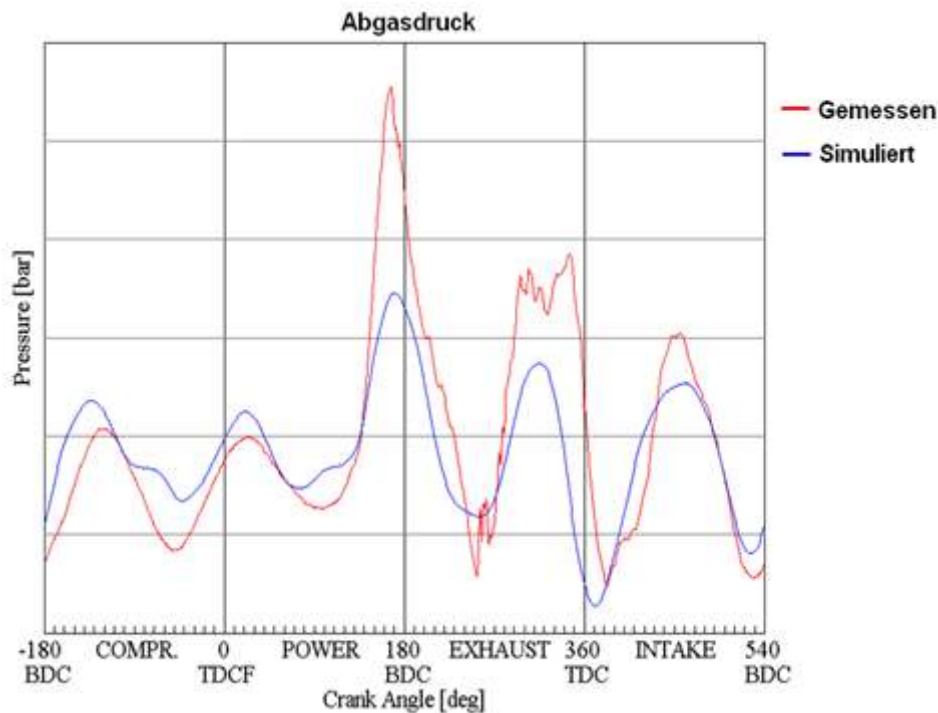


Abb.5.6: Abgasdruck für den Punkt 3000 rpm / 40% Last

In der Abbildung sieht man, dass der Druck im Abgas steigt wenn die Auslassventile geöffnet werden. Dies erfolgt etwa 50°KW vor UT (180° in der Darstellung) auf Grund des höheren Druck im Zylinder. Wenn die Einlassventile geöffnet werden, etwas vor OT (360° in der Darstellung) fängt die Überschneidungsphase an. Hier fällt der Druck im Abgas weil in der Einlassseite das Druckniveau kleiner ist. Am Ende der Überschneidung, wenn die Auslassventile schliessen, steigt wieder der Druck. Diese Ereignisse kommen in der Simulation zur selben Zeitpunkt wie in der Simulation vor, was darauf deutet, dass die Steuerzeiten der Ventilen gut eingetragen worden sind. Die andere Schwankungen im Abgasdruck sind auf die Druckwellen im Abgasrohr zurückzuführen. Ihr Verhalten wurde im Punkt 2.2.3. Gasdynamik erläutert. Weil die Frequenz der Druckwellen in der Simulation die selbe ist wie in der gemessenen Kurve kann auch behauptet werden, dass die Geometrie der Abgasmessanlage passt.

Dass die Amplitude der Druck bei geöffneten Auslassventile kleiner in der Simulation ist wird im Punkt 5.1.4.2. Zylinderdruck erklärt. Die fehlende Geometrie des Auspuffes mag der Grund dafür sein.

5.1.4.2. Zylinderdruck

Der Druckverlauf im Zylinder wird in der Abb.5.7. gezeigt:

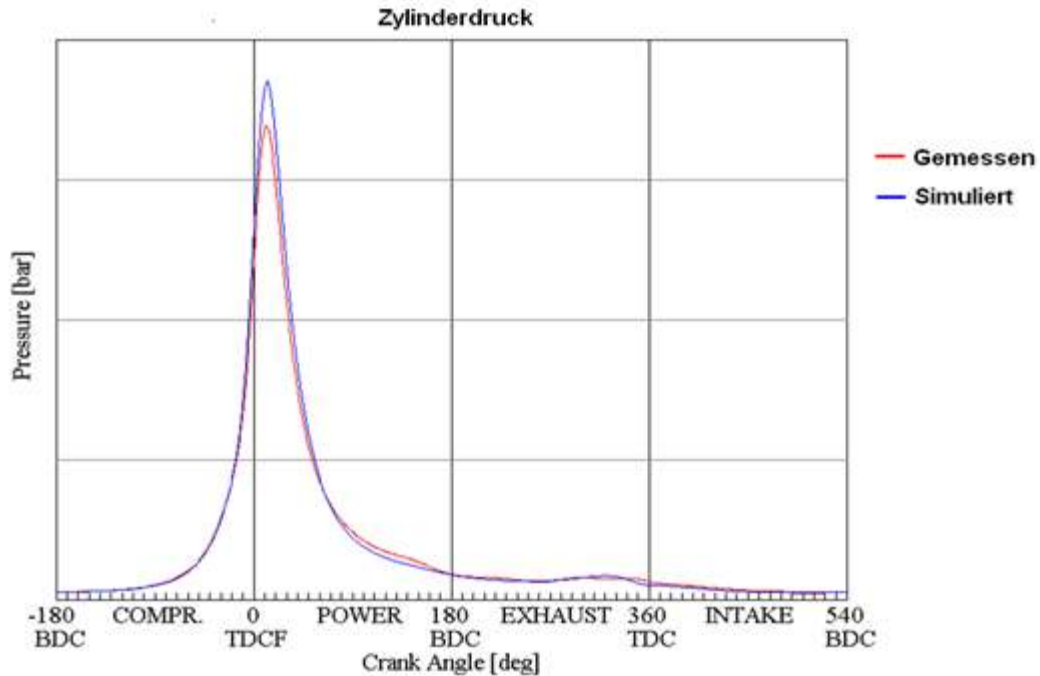


Abb.5.7: Zylinderdruck für den Punkt 3000 rpm / 40% Last

Erstens werde ich erklären anhand dieser Kurve die Effekte, die oben in den Punkten 5.1.3. Einlassdruck und 5.1.4.1. Abgasdruck genannt wurden.

Der Grund warum der Einlassdruck in der Simulation tiefer als in der Realität fällt ist in der Abb.5.8. deutlich zu erkennen: der wirkliche Druck im Zylinder ist grösser:

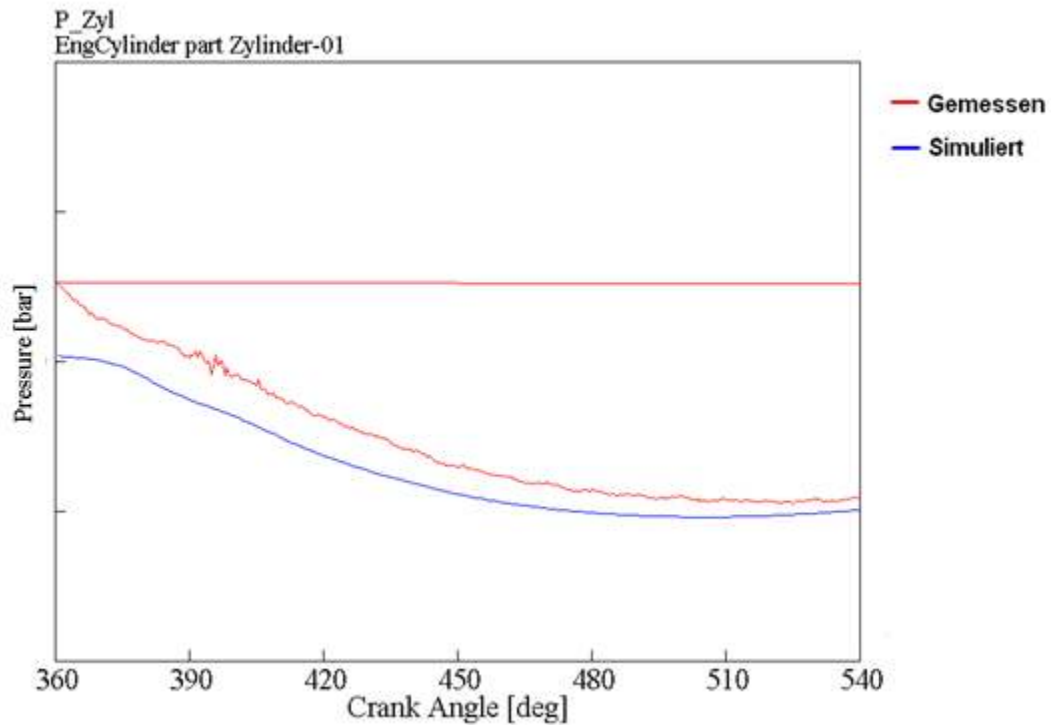


Abb.5.8: Druck im Zylinder: Detailansicht

In der Detailansicht der Abb.5.8. ist in der X Achse 360°KW der OT und 540°KW der UT.

Der Spitzendruck im Abgas bei der Öffnung der Auslassventilen ist kleiner in der Simulation als in der Realität weil in dem Moment der Zylinderdruck in der Simulation auch kleiner ist.

6. Zusammenfassung

Das Endziel dieser Arbeit ist die Herstellung eines Simulationsmodells mit dem Programm GT-Power um die Forschung eines Motorradmotors günstiger zu machen. Dafür sind notwendig nicht nur der Aufbau des Modells sondern auch der Abgleich dieses Modells, von den Messungen am Prüfstand ausgehend, damit es zuverlässig ist.

Am Prüfstand hat man den Motor betrieben mithilfe aller Nebenaggregate, die das Fahren und das Forschen ermöglichen. Diese entsprechen die Wasserversorgung, die Benzinversorgung mittels einer Kraftstoffwaage, die Druckluftversorgung, die Abgasmessanlage und die Messkette zur Indizierung, bestehend aus Drucksensoren, ein Ladungsverstärker, ein Rechner (für die Indizierung), ein Freiprogrammierbares Steuergerät und ein Winkelmarkengeber. Für die Messungen am Prüfstand, hat man das Signal des Winkelmarkengebers an der KW als OT-Signal benutzt. Diese Maßnahme wurde aufgrund des mangelnden OT-Sensors am Zylinderkopf eingesetzt. So hat man die Inbetriebnahme des Motors durchgeführt und ein Kennfeld von 20 Punkten für spätere Untersuchung hergestellt.

Für den Aufbau des Modells, der erste Schritt war eine geometrische Vermessung des ganzen Motors d.h., sowohl geometrische Eigenschaften des Motors selbst, z.B.: Pleuellänge oder Zylinderbohrung, als auch Geometrie der Abgasanlage und der Sauganlage. Anschließend muss man die Motorgeometrie in das GT-Power Modell integrieren. Dazu ist eine Implementation der sonstigen bekannten Kenngrößen nötig damit das Modell der Realität möglichst nah entspricht. Diese Kenngrößen sind Werte, die man am Prüfstand nicht direkt messen kann sowie die „Flow coefficients“ oder die Wärmeübergang im Zylinder, Werte, die man aus anderen Projekten oder Simulationen bekommt.

Der Abgleich ist der letzte unumgängliche Schritt zur Realisierung eines vertraulichen Modells. Ohne den Abgleich ist das Modell nichts Wert weil man sich auf sein Verhalten nicht verlassen darf. Nur wenn das Modell schon fertig ist kann man eine Auswertung der Ergebnisse machen.

Ist alles oben gennante gemacht worden, dann hat man ein fertiges Modell zur Analyse des Motors.

7. Ausblick

Jetzt gibt es ein zuverlässiges Modell für einfachere Analyse des Versuchsmotors. Das heißt aber nicht, dass das Modell unverbesserbar ist. Darüber hinaus hat das Modell ein großes Potenzial zur Verbesserung.

Verbesserung, die grundsätzlich dreierlei erreicht werden kann:

Erstmal haben wir mit einer unbekannten Geometrie der Abgasanlage gearbeitet. Bis zum Endschalldämpfer war die Geometrie gekannt. Die hat man messen können. Der Endschalldämpfer hat man leider als unbekannte modellieren müssen. Hätte man die genaue Geometrie des Endschalldämpfers gehabt, dann wären die Ergebnissen, vor allem was die Messungen im Abgas betreffen, ziemlich mehr präzise gewesen.

Die flow coefficients sind auch nicht ganz richtig eingetragen. Die simulation, aus der man die Werte für die „flow coefficients“ hat, wurde mit anderen Durchmessern berechnet. Dies führt zu weiteren Ungenauigkeiten.

Als letzte kann man eine Modellerweiterung empfehlen. Eine Vermessung des gesamten Kennfelds wäre das Beste, für die Untersuchung des Motors. Dies sollte das Ziel weitere Projekte sein aber benötigt einen neuen Winkelmarkengeber, der im gesamten Bereich funktionieren kann.

8. Referenzen

- [1] van Basshuysen/Shäfer (Hrsg.), Handbuch Verbrennungsmotor.
- [2] Skript VKM der TU Kaiserslautern.
- [3] www.motorradseiten.at.
- [4] Jürgen Stoffregen, Motorrad Technik.
- [5] Unger H. Valvetronic. Der Beitrag des Ventiltriebs zur Reduzierung der CO₂-Emissionen des Ottomotors.
- [6] <http://pboursin.club.fr/pdgdlist2.htm>.
- [7] <http://img40.imageshack.us/img40/4610/sistemavtec4dl.jpg>.
- [8] Komponenten und Konzepte des variablen Ventiltriebs und deren Einfluss auf Verbrauchsreduzierung und Drehmomentverbesserung. Prof. Dr.-Ing. Wilhelm **Hannibal**, Prof. Dr.-Ing. Rudolf **Flierl**. enTec CONSULTING GmbH, Hemer. Dipl.-Ing. Daniel **Gollasch**, Dipl.-Ing. Andreas **Barrois** TU Kaiserslautern.
- [9] Wikipedia.
- [10] MTZ 07-08/2006: Perspektiven des vollvariablen Ventiltriebs Univalve auf Basis eines 2,0-l-Ottomotors.
- [11] Motorprozesssimulation und Aufladung II, Pucher und Kahrstedt.
- [12] John B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals.
- [13] GT-Power user's manual.
- [14] AVL FIRE Version 8. Application examples May 2006
- [15] John B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals.
- [16] DA Jorge Cebrián
- [17] <http://asia.vtec.net/spfeature/vtecimpl/vtec1.html>.
- [18] <http://www.vrvis.at/scivis/laramee/MotionExtracted/>.
- [19] Thermodynamik, Rudolf Pischinger, Manfred Klell, Theodor Sams.
- [20] Messtechnik bzw. „Labor Energie- und Umwelttechnik Energiebilanz an einem Ottomotor und Motordruckindizierung“.

9. Abbildungsverzeichnis

- Abb. 2.1:** Darstellung eines 4-Takt-Motors
- Abb.2.2:** Darstellung eines 2-Takt-Motors
- Abb.2.3:** Schematischer Ventiltrieb
- Abb. 2.4:** Steuerdiagramm
- Abb.2.5:** Vergleich Gedrosselter Motor(links) gegen Ungedrosselten Motor(rechts)
- Abb.2.6:** Variabler Ventiltriebssystem. Patent von 1902
- Abb.2.7:** VTEC System von Honda
- Abb.2.8:** Variationsmöglichkeiten des Ventilhubes in Kombination mit einem Nockenwellenversteller auf der Einlassseite
- Abb. 2.9:** Funktionsprinzip der mechanischen vollvariablen Ventilsteuerung UniValve
- Abb.2.10:** Gabelhebel mit Rollkontakt (links) und mit Gleitkontakt (rechts)
- Abb.2.11:** Ventilhub in Abhängigkeit der Verdrehung der Exzenterwelle
- Abb.2.12:** Stationäre Prüfanlage
- Abb.2.13:** Swirl (links) und Tumble (rechts) Motion
- Bild.2.14:** Rauigkeit einiger Werkstoffen
- Abb.2.15:** Berechnung von pmr
- Abb.3.1:** Modell eines Motors
- Abb.3.2:** Motormodell in GT-Power
- Abb.3.3:** Edit Part Menü eines Rohres in GT-Power
- Abb.3.4.a:** Edit Part Menü eines Zylinders, Geometrie
- Abb.3.4.b:** Edit Part Menü eines Zylinders, Verbrennung
- Abb.3.5:** Indizierung des Abas- und Ansaugdruck Mittels des Signal Monitor
- Abb.3.6:** Verschiedene Druckverläufe im Abgas für verschiedene Drehzahlen
- Abb.3.7:** Bild von der Sauganlage
- Abb.3.8:** Anlage für Steuerung der Bremse und der Drosselklappe
- Abb.3.9:** Messkette für die Zylinderdruckindizierung
- Abb.3.10:** Prinzipdarstellung einer Hochdruckwaage
- Abb.3.11:** Schematische Darstellung der Indizierung
- Abb.3.12:** Rechner für Indizierung
- Abb. 4.1.a:** 3000 rpm / 40% Last bei Einlasdruck = 1.04 bar
- Abb.4.1.b:** 3000 rpm / 40% Last bei Einlasdruck = 1.05 bar

Abb.4.2: Luftfilter

Abb.4.3: Sauganlage

Abb.4.4: Abgasanlage

Abb.4.5: Auspuff

Abb.4.6: Vergleich Zylinderdruck zwischen Woschni und Flow Modell

Abb.4.7: Beispiel der Anpassung einer Wiebe Funktion zu dem Brennverlauf

Abb.5.1: Drehzahl und Drosselklappenwinkel

Abb.5.2: Wiebe Funktion

Abb.5.3: Umgebungsdruck und Abgastemperatur

Abb.5.4: Numerische Ergebnisse

Abb.5.5: Einlassdruck für den Punkt 3000 rpm / 40% Last

Abb.5.6: Abgasdruck für den Punkt 3000 rpm / 40% Last

Abb.5.7: Zylinderdruck für den Punkt 3000 rpm / 40% Last

Abb.5.8: Druck im Zylinder: Detailansicht